

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**  
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

На правах рукопису

**Щербина Валерій Юрійович**

УДК 66.041.491+666.94.041(043.3)

**РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ТА УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ  
ПРОЦЕСІВ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ  
У ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ АГРЕГАТАХ**

05.17.08 – процеси та обладнання хімічної технології

Дисертація на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук

Науковий консультант  
Панов Євген Миколайович  
доктор технічних наук, професор

Київ – 2017

## ЗМІСТ

<b>ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ І СКОРОЧЕНЬ .....</b>	<b>6</b>
<b>ВСТУП .....</b>	<b>11</b>
<b>1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ.....</b>	<b>20</b>
<b>1.1 Світове виробництво цементу .....</b>	<b>20</b>
<b>1.2 Технологія виробництва клінкеру .....</b>	<b>21</b>
1.2.1 Технологічні (енергетичні) зони печі.....	29
1.2.2 Використання пічних агрегатів.....	36
1.2.2.1 Печі мокрого способу виробництва .....	38
1.2.2.2 Сухий спосіб виробництва .....	40
<b>1.3 Особливості математичних моделей при дослідженні роботи теплових агрегатів .....</b>	<b>44</b>
<b>1.4 Механізм роботи та конструктивні особливості теплообмінника .....</b>	<b>52</b>
1.4.1 Механізм та основні принципи роботи циклонних теплообмінників .....	52
1.4.2 Моделювання динаміки дисперсних середовищ при сепарації .....	57
<b>1.5 Аналіз особливостей НДС конструкції обертової печі .....</b>	<b>66</b>
1.5.1 Методики моделювання корпусу та основних вузлів .....	66
1.5.2 Напруження в вогнетривах футерівки .....	68
1.5.3 Механізм руйнування та сколювання вогнетривів .....	71
<b>1.6 Висновки по розділу 1 .....</b>	<b>75</b>
<b>2 МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОДИНАМІКИ ГАЗОВОГО ПОТОКУ .....</b>	<b>77</b>
<b>2.1 Особливості руху дисперсійного середовища в циклонних теплообмінниках .....</b>	<b>77</b>
<b>2.2. Моделювання процесів руху дисперсійного середовища. ....</b>	<b>79</b>
2.2.1. Рівняння руху і енергії.....	79
2.2.2. Рівняння завихореності в тензорній формі для криволінійної неортогональної системи координат.....	84
2.2.3. Рівняння функції току.....	86
2.2.4 Рівняння швидкості по $U_3$ .....	87

2.2.5 Рівняння енергії .....	87
2.2.6 Рівняння тиску .....	89
2.2.7 Вибір різницевої схем апроксимації рівнянь .....	91
<b>2.3 Рішення контрольно-тестових задач .....</b>	<b>95</b>
2.3.1. Задача з замкнутими границями .....	95
2.3.2. Обтікання похилої пластинки .....	96
2.3.3. Течія усередині клина .....	97
2.3.4. Обтікання квадратного виступу .....	98
2.3.5. Обтікання прямокутної каверни .....	99
2.3.6. Обтікання прямокутного виступу .....	101
2.3.7. Конвективний нестійкий теплообмін .....	102
2.3.8. Експериментальні дослідження .....	103
<b>2.4 Динаміка дисперсійного середовища .....</b>	<b>108</b>
2.4.1. Розрахунок руху дисперсійного середовища в теплообмінниках .....	108
2.4.2 Вплив швидкості на аеродинаміку потоку .....	114
<b>2.5 Висновки по розділу 2 .....</b>	<b>119</b>
<b>3 ДИНАМІКА ТА СЕПАРАЦІЯ ДИСПЕРСНОЇ ФАЗИ .....</b>	<b>121</b>
<b>3.1. Обґрунтування принципу розділення частинок .....</b>	<b>121</b>
<b>3.2. Математична модель для дослідження процесу руху частинок матеріалу дисперсної фази .....</b>	<b>125</b>
<b>3.3 Моделювання динаміки руху твердих частинок в теплообміннику .....</b>	<b>134</b>
3.3.1 Визначення внутрішнього тиску в частинках .....	136
3.3.2 Визначення температурних напружень в частинці .....	139
3.3.3 Механізм відскоку твердих частинок при ударах .....	146
3.3.4 Процес диспергування частинок .....	149
<b>3.4 Розрахунок руху дисперсної фази .....</b>	<b>154</b>
3.4.1 Визначення швидкості руху матеріалу в збірниках частинок .....	154
3.4.2 Визначення траєкторії та часу перебування частинок в теплообміннику .....	162
3.4.3 Вплив швидкості дисперсійного середовища на рух частинок .....	172

<b>3.5 Дослідження можливості вторинного винесення частинок.....</b>	<b>176</b>
<b>3.6 Рекомендації по конструкціях запічного теплообмінника.....</b>	<b>179</b>
3.6.1 Теплообмінник з поверненням частинок в тепловий потік.....	179
3.6.2 Теплообмінник з ексцентрично зміщеним виходом.....	181
<b>3.7 Висновки по розділу 3 .....</b>	<b>185</b>
<b>4 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ОБЕРТОВИХ ПЕЧАХ.....</b>	<b>187</b>
<b>4.1. Структурна схема оберткової печі.....</b>	<b>187</b>
<b>4.2 Методи моделювання теплових процесів .....</b>	<b>189</b>
4.2.1 Теплові процеси при спалюванні палива.....	190
4.2.2 Теплообмін в робочому просторі печі .....	191
4.2.3 Теплообмін в корпусі печі.....	199
4.2.4 Теплообмін між корпусом та навколишнім середовищем.....	200
<b>4.3 Опис математичної моделі та алгоритму розрахунку .....</b>	<b>203</b>
<b>4.4 Вирішення контрольно-тестових задач .....</b>	<b>210</b>
<b>4.5 Дослідження теплових режимів оберткових печей .....</b>	<b>214</b>
4.5.1 Піч «мокрого» способу виготовлення цементу. ....	214
4.5.2 Піч «сухого» способу виготовлення цементу. ....	227
<b>4.6 Можливості використання сланцевого газу .....</b>	<b>237</b>
<b>4.7 Висновки по розділу 4 .....</b>	<b>244</b>
<b>5 РОЗРАХУНОК НДС ОБЕРТОВИХ ПЕЧЕЙ З ВРАХУВАННЯМ</b>	
<b>ТЕРМОСИЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ.....</b>	<b>247</b>
<b>5.1 Особливості конструкції оберткової печі.....</b>	<b>247</b>
<b>5.2 Опис математичної модель для визначення НДС оберткової печі.....</b>	<b>250</b>
<b>5.3 Постановка задачі при розрахунку на міцність .....</b>	<b>254</b>
<b>5.4 Розрахунки та аналіз результатів.....</b>	<b>256</b>
5.4.1 Рішення теплової задачі.....	256
5.4.2 Визначення та аналіз термомеханічних навантажень .....	259
<b>5.5 Дослідження можливостей утворення відколів у вогнетривах .....</b>	<b>266</b>
5.5.1 Вибір критерію для оцінки міцності футерівки.....	267
5.5.2 Розрахункова схема.....	269



5.5.3 Моделювання можливості утворення відколів у вогнетривих футеровки обертової печі .....	271
<b>5.6 Рекомендації по ресурсо та енергозберігаючим конструкціям .....</b>	<b>279</b>
5.6.1 Енергозбереження за рахунок встановлення вінцевої шестерні .....	279
5.6.2 Енерго – ресурсозбереження за рахунок встановлення корпусу .....	284
5.6.3 Підвищення теплової ефективності печі при використанні вихрового теплообмінника.....	287
<b>5.7 Висновки по розділу 5 .....</b>	<b>294</b>
<b>ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.....</b>	<b>296</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>	<b>299</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>339</b>
<b>ДОДАТОК А РОЗРАХУНКОВІ СХЕМИ .....</b>	<b>340</b>
А.1 Рівняння визначення завихореності .....	340
А.2 Рівняння визначення функції току .....	341
А.3 Рівняння визначення швидкості $v_z$ .....	341
А.4 Рівняння енергії.....	342
А.5 Рівняння визначення тиску .....	344
<b>ДОДАТОК Б СИЛА ОПОРУ ТА КІНЦЕВО-РІЗНИЦЕВА АПРОКСИМАЦІЯ</b>	<b>346</b>
Б.1 Корегування сили опору середовища FD. ....	346
Б.2 Кінцево-різницева апроксимація .....	352
<b>ДОДАТОК В ПАКЕТ ПРОГРАМ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІКИ ПОТОКУ .....</b>	<b>354</b>
<b>ДОДАТОК Д ОЦІНКА ПОХИБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....</b>	<b>356</b>
<b>ДОДАТОК Е ПАКЕТ ПРОГРАМ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ЧАСТИНОК .....</b>	<b>362</b>
<b>ДОДАТОК Ж ПАКЕТ ПРОГРАМ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ЧАСТИНОК .....</b>	<b>365</b>
<b>ДОДАТОК З ТЕПЛООБМІН В ОБЕРТОВІЙ ПЕЧІ.....</b>	<b>368</b>
3.1 Розрахунок метеріального балансу .....	369

3.2 Розрахунок кількості теплоти в енергетичних зонах,.....	370
3.3 Теплообмін між корпусу та навколишнім середовищем .....	371
<b>ДОДАТОК К ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ ПРИ СПАЛЮВАННІ ПАЛИВА .....</b>	<b>375</b>
<b>К.1 Теплота згоряння палива .....</b>	<b>375</b>
<b>К.2 Витрата повітря.....</b>	<b>377</b>
<b>К.3 Визначення кількості та складу продуктів згоряння палива.....</b>	<b>380</b>
<b>К.4 Температура горіння палива .....</b>	<b>382</b>
<b>ДОДАТОК Л РЕЗУЛЬТАТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ</b>	
<b>.....</b>	<b>387</b>

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ І СКОРОЧЕНЬ

$a$ – коефіцієнт температуропровідності, $\text{м}^2/\text{с}$ ;	$G_m^c$ – практична витрата сухої сировини, $\text{кг}/\text{кг}$ ;
$A$ – робота необхідна для диспергування частинки, Дж;	$G_i^M$ – витрата енергії на нагрів та перетворення в матеріалі відносно зони, Дж/кг;
$Bi$ – критерій Біо;	$\overline{h^{-1}}$ – характеристика розміру уламків частинок, що утворилися при руйнуванні;
$c$ – коефіцієнт теплоємності, Дж/(кг· К)	$H$ – ширина каналу, м; ентальпія, Дж/м <sup>3</sup> ;
$C^{ijmn}$ – компоненти тензора пружності;	$H_1, H_2, H_3$ – коефіцієнти Ляме.
$d$ – діаметр частинки, м;	$k_\sigma$ – зведений коефіцієнт;
$D_{\text{п}}$ – діаметр печі, м;	$[K]$ – матриця, що враховує пружні властивості матеріалу й граничні умови;
$E$ – модуль пружності, Па;	$l$ – довжина, м;
$f^i$ – компоненти вектора об'ємних силових навантажень, Па;	$m_k$ – маса частки $k$ – тої фази, кг;
$F_M'$ – степінь заповнення печі матеріалом, %;	$M$ – вміст компонентів у сировині, %
$Fo$ – критерій Фур'є;	$n_{\text{п}}$ – швидкість обертання печі, об/с;
$Fr$ – критерій Фруда;	$n_i$ – компоненти одиничного вектора зовнішньої нормалі до поверхні тіла;
$F$ – вектор масових сил, діючих на одиницю маси речовини, н; площа поверхні, м <sup>2</sup> ;	$Nu$ – критерій Нуссельта;
$\sqrt{g}$ – коефіцієнт об'єму;	$p$ – тиск, Па;
$g$ – третій інваріант метричного тензора;	$p^i$ – компоненти зовнішніх поверхневих сил, н/м <sup>2</sup> ;
$g_{ij}, g^{ij}, \sqrt{g}$ – компоненти метричного тензора;	
$G_i^{\text{п}}$ – кількість пилу, що виноситься з $i$ - ї зони, кг/кг;	

$\{P\}$  – вектор еквівалентних вузлових термосилових навантажень, н;  
 $P_1$  – теплові втрати через корпус відносно зони, Дж/кг;  
 $Pr$  – число Прандтля;  
 $q$  – щільність теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;  
 $q^i$  – компоненти вектора теплового потоку, Вт;  
 $q_{дис}$  – витрати тепла на дисоціацію, Дж;  
 $\{Q\}$  – вектор внутрішніх і граничних теплових джерел, Дж;  
 $Q$  – тепловий потік, Вт; кількість теплоти, Дж;  
 $Q_1$  – затрати теплоти на клинкероутворення, Дж;  
 $Q_2$  – втрати теплоти на випаровування води з сировини, Дж;  
 $Q_3(t_{отх}^r)$  – втрати тепла з газами, що відходять, Дж;  
 $Q_4$  – втрати теплоти з клінкером, Дж;  
 $Q_5$  – втрати з повітрям, яке відходить з холодильника, Дж;  
 $Q_6(t_{отх}^r)$  – втрати теплоти з урахуванням виносу пилу, Дж;  
 $Q_7$  – втрати через корпус в навколишнє середовище, Дж;

$Q_n^p$  – нижча теплота згоряння робочого палива, Дж/кг;  
 $Q_v$  – джерело теплової енергії, Дж;  
 $Q_r$  – загальна кількість тепла, що виділяється газовим потоком, Вт;  
 $Q_{r\phi}^L, Q_{r\phi}^K$  – кількість тепла, що віддається газовим потоком випромінюванням та конвекцією відкритій поверхні футерівки, Вт;  
 $Q_{rM}^L, Q_{rM}^K$  – кількість тепла, що віддається газовим потоком випромінюванням та конвекцією відкритій поверхні матеріалу, Вт;  
 $Q_{\phi M}^L$  – кількість тепла, що віддається випромінюванням відкритою поверхнею футерівки відкритій поверхні матеріалу, Вт;  
 $Q_{\phi M}^r$  – кількість тепла, що віддається закритій матеріалом поверхні футерівки закритою поверхнею матеріалу, Вт;  
 $Q_n$  – кількість тепла, що віддає поверхня печі навколишньому середовищу, Вт;  
 $Q_M$  – загальна кількість тепла, яку отримує матеріал, Вт;  
 $Q'_{c-\phi}, Q''_{c-\phi}$  – кількість тепла, що отримує футерівка з суміжних зон, Вт;

$Q'_{c-m}, Q''_{c-m}$  – кількість тепла, що отримує матеріал з суміжних зон, Вт.

$R$  – радіус частинок, м; товщина, м;  
межа міцності, Па;

$\vec{R}_k$  – радіус вектор частинки  $k$  - тої фази, м;

$Rs$  – витрата палива,  $\text{м}^3/\text{год}$ ; функція сітчастого числа Рейнольдса;

$Re$  – критерій Рейнольдса;

$S_0$  – площа поверхні вихідної частинки,  $\text{м}^2$ ;

$S_1$  – площа поверхні всіх частинок, що утворилися після руйнування,  $\text{м}^2$ ;

$t_{omx}^{\Gamma}$  – температура газів що відходять з печі;

$t_i^T$  – температура палива на межі  $i$  -  $i$  зони,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_0^T$  – температура палива, яке надходить в піч,  $^{\circ}\text{C}$

$T$  – температура,  $^{\circ}\text{C}$  або  $\text{K}$ ;

$\{T\}$  – вектор невідомих вузлових температур,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_{oc}$  – температура навколишнього середовища,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_{отх}^{\Gamma}$  – температура газів, що відходять,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$T_i^M$  – температура матеріалу на виході з  $i$  -  $i$  зони,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$u$  – переміщення, м;

$u^i$  – компоненти вектора переміщень, м;

$U$  – внутрішня енергія одиниці об'єму матеріалу, Дж;

$\{U\}$  – вектор невідомих вузлових переміщень, м;

$V_q$  – об'єм, що займає частинка,  $\text{м}^3$ ;

$\vec{V}$  – вектор швидкості, м/с;

$V_c$  – швидкість середовища, м/с;

$V_m$  – швидкість частинки, м/с;

$WL$  – вологість сировини, %;

$WG$  – вологість матеріалу, який виходить з ланцюгової зони, %;

$x, y, z$  – декартові координати, м;

$X_1, X_2, X_3$  – криволінійна неортогональна система координат, м;

$\alpha$  – коефіцієнт теплового розширення,  $\text{K}^{-1}$ ; коефіцієнт тепловіддачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ ;

$\beta$  – коефіцієнт випромінюваної/поглинаючої здатності променевої енергії;

$\gamma_s$  – частка площі зайнята тріщиною;

$\dot{\gamma}$  – швидкість зсуву,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\Gamma_{mn}^m$  – символ Кристофеля 2 роду;

$\delta$  – товщина шару, м;

$\delta_n^n$  – символ Кронекера;  
 $\varepsilon$  – степінь чорноти поверхні;  
 $\varepsilon_{ij}$  – коваріантні компоненти тензора деформацій;  
 $\eta$  – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;  
 $\theta$  – значення температури, °С;  
 відносна температура;  
 $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);  
 $[\Lambda]$  – матриця теплопровідності, Вт/(м·К);  
 $\mu$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м<sup>2</sup>/с; коефіцієнт Пуассона;  
 $v$  – швидкість, м/с;  
 $\rho$  – густина середовища (суцільної фази), кг/м<sup>3</sup>;  
 $\sigma$  – напруження, Па;  
 $\sigma_{m\phi}$  – межа міцності матеріалу, Па;  
 $\sigma^{ij}$  – контраваріантні компоненти тензора напружень, Па;  
 $\tau$  – час, с; напруження зсуву, Па;  
 $U$  – швидкість руху середовища, м/с;  
 $\Phi$  – дисипація енергії, 1/с<sup>2</sup>;  
 $\varphi_{ki}$  – кутовий коефіцієнт випромінювання для суміжних зон;  
 $\chi$  – об'ємна в'язкість, Па·с; варіаційний коефіцієнт;

$\psi$  – функція току, м<sup>3</sup>/с;  
 $\omega$  – кутова швидкість, рад/с;  
 $\Omega_3$  – завихореність, рад,с;

### Основні скорочення:

НДС – напружено-деформований стан;  
 ККД – коефіцієнт корисної дії;  
 МСК – метод скінчених елементів;  
 МСР – метод скінчених різниць;  
 кафедра ХПСМ – кафедра хімічного, полімерного і силікатного машинобудування;

### Інші символи:

$\text{div}$  – дивергенція;  
 $\text{grad}$  – градієнт;  
 $\text{rot}$  – ротор;  
 $\Delta$  – оператор Лапласа;  
 $\nabla$  – оператор Гамільтона (“набла”).  
 $\cdot$  – скалярний добуток;  
 $\times$  – векторний добуток;  
 $:$  – оператор подвійного скалярного добутку тензорів 2-го рангу;

### Основні індекси:

0 – відноситься до початкового значення;  
 1, 2, 3 – відноситься до компонентів координат, руху, швидкості, напружень;

$N_2, O_2, CO_2, H_2O$  – відноситься до коефіцієнту випромінювання, в'язкості, теплопровідності газового потоку;  
 $z$  – відноситься до коефіцієнту випромінювання газового потоку;  
 $g$  – відноситься до газового потоку;  
 $k$  – відноситься до конвективної складової;  
 $p$  – відноситься до радіаційної складової;  
 $p$  – відноситься до межі міцності на одноосний розтяг;  
 $\phi$  – відноситься до футерівки;  
 $\Pi$  – відноситься до корпусу печі;  
 $m$  – відноситься до матеріалу що обробляється;  
 $K-OC$  – відноситься до теплообміну між корпусом та навколишнім середовищем;  
 $\Pi-Ф$  – відноситься до теплообміну між робочим простором та футерівкою;  
 $\Phi, K, \Pi, OC$  – відноситься до температури поверхні футерівки, корпусу, всередині печі та

навколишнього середовища;  
 $екв$  – відноситься до еквівалентного напруження;  
 $уп$  – відноситься до роботи пружної деформації;  
 $пл$  – відноситься до роботи пластичної деформації;  
 $пв$  – відноситься до поділу на більш дрібні частини;  
 $кн$  – відноситься до роботи затраченої на кінетичну енергію частинок, що розділяються;  
 $тр$  – відноситься до роботи на утворення тріщин та різного роду дефектів;  
 $c$  – відноситься до межі міцності на одноосне стискання;  
 $\tau$  – відноситься до межі міцності на зсув;

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Розвиток хімічної промисловості та промисловості будівельних матеріалів, є одними з базових галузей промислового комплексу України. Підвищення ефективності використання обладнання нерозривно пов'язаний з розширенням асортименту, підвищенням якості і зниженням собівартості продукції, здійснюваних на основі удосконалювання діючих і створення нових високоефективних технологій і устаткування.

Обертові теплові агрегати барабанного типу - обертові печі, широко застосовуються на підприємствах нафтопереробної, хімічної, металургійної, целюлозно-паперової та інших галузей промисловості, де вони є базовими технологічними установками. Загалом, в обертових печах виготовляється 32 види номенклатурних виробів. Однак найбільш широке розповсюдження вони отримали в промисловості будівельних матеріалів, де є основними установками для виробництва цементного клінкера, керамзиту, вапна, перліту та інших матеріалів.

Промисловість будівельних матеріалів є одним з найбільших споживачів палива і займає за показником енергоємності 3-4 місце в економіці країни. Так, тільки на виробництво цементу в Україні щорічно споживається більш 2 млн. тонн умовного палива. Проблема високої енергоємності обладнання посилюється виключно низьким рівнем корисного використання енергетичних ресурсів. Основна частина цементного клінкера обпалюється в печах, тепловий ККД яких не перевищує 55-60%, тому задача по підвищенню ефективності використання таких агрегатів є вкрай актуальною, так як збільшення цих показників навіть на кілька відсотків дає істотний економічний ефект.

Відомо, що механічне устаткування промисловості будівельних матеріалів є найбільш складним і енергоємним в комплексі будівельної індустрії. Багато його видів є унікальними не тільки за розмірами, але і за складністю конструкції. Робота більшої частини таких машин і механізмів відбувається в умовах високих температур, тисків, агресивних середовищ і підвищеного запилення, що вимагає спеціальних заходів для підвищення їхньої надійності, безпеки та довговічності.

Конструктивні і експлуатаційні параметри теплових технологічних агрегатів,



що використовуються в промисловості будівельних матеріалів, характеризуються великою різноманітністю, а сам процес теплової обробки матеріалу є складним і багатофакторним. При цьому питання обробки матеріалу в теплообмінниках та промислових печах досліджені недостатньо, а для моделювання процесу, незважаючи на численні дослідження, застосовуються емпіричні рівняння. При виробництві цементу та інших матеріалів в обертовій печі барабанного типу ряд процесів в робочому просторі печі вирішується не в комплексній постановці з процесами теплообміну матеріалу, футерівки та теплообмінників. Тому в дисертації для моделювання ряду процесів синтезовані нові залежності.

Умовою штатного функціонування пічних агрегатів є дотримання технологічних вимог до теплового режиму у робочому просторі агрегату. В них протікають взаємозалежні механічні, хімічні, аеродинамічні, теплові та інші процеси. Рішення питань енерго та ресурсозбереження вимагають розробки більш повних, сучасних математичних моделей для опису процесів, що відбуваються в робочих органах машин. Створення на основі математичних моделей обчислювальних комплексів дає можливість реалізувати на комп'ютерах системний підхід до аналізу поведінки машин і апаратів у різних експлуатаційних режимах і зробити вибір раціональних параметрів їхньої роботи, так як велика потужність, значні габарити, високі температури, обертання печі ускладнюють дослідження цих процесів в реальних виробничих умовах.

Створення наукових засад для комплексного дослідження цих процесів, тобто підвищення ступеня наукової обґрунтованості прийнятих рішень, розвиток теорії й методології математичного моделювання й побудови теплових балансів технологічних систем дозволить досліджувати технологічні системи методом обчислювального експерименту, підвищити якість їхнього проектування й керування, оптимізувати режими процесів і конструктивні параметри встаткування, а також поліпшити техніко-економічні показники, що сприяє заощадженню енергетичних і матеріальних ресурсів та захисту навколишнього середовища.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Роботу виконано в Національному технічному університеті України «Київський політехнічний

інститут імені Ігоря Сікорського» відповідно до пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки в Україні (Постанова Кабінету Міністрів (КМ) України від 24.12.2001 р., № 1716), Державної програми розвитку промисловості на 2003–2011 роки (Постанова КМ України від 28.07.2003 р., № 1174), а також відповідно до наукових планів і науково-технічних програм фундаментальних та прикладних досліджень кафедри хімічного, полімерного та силікатного машинобудування інженерно-хімічного факультету (ІХФ) «КПІ ім.Ігоря Сікорського» з 1989 р. по 2017 р.;

№2522 "Розробка об'єктно–орієнтованої системи автоматизованого проектування просторових оболонкових конструкцій для обладнання підприємств хімічної промисловості" (термін виконання 1992—1994рр.); №2617 "Розробка системи автоматизованого проектування машин та апаратів для виробництв будівельних матеріалів з метою впровадження її на підприємствах будівельної індустрії» (термін виконання 1993—1994рр.); №2990ф «Розробка основ моделювання стохастичних процесів у хімічній технології з врахуванням можливих умов неповної інформації про гетерогенні системи». (№ДР\_0106U066771, термін виконання 2006—2008рр.); №М/206–2006 «Розробка математичних моделей та методів для дослідження високотемпературних стохастичних потоків у теплообмінниках з метою поліпшення їх енергопоказників», Номер держреєстрації 0107U010200. Робота виконується у рамках спільних Україно-Китайських наукових досліджень між НТУУ «КПІ» та Уханським технологічним університетом КНР. (№ДР\_0107U010200, термін виконання 2006—2009рр.); №2226 ф «Розроблення математичних моделей для інформаційних технологій в недетермінованих та детермінованих складних технічних системах» (№ДР\_0109U00373, термін виконання 2009—2011рр.); №М/9-2009 «Розробка математичних моделей і методів для моделювання стохастичних процесів у гетерогенних системах з урахуванням можливих умов неповної інформації». Робота виконується у рамках спільних Україно-Китайських наукових досліджень між НТУУ «КПІ» та Уханським технологічним університетом КНР. (№ДР\_0109U000692, термін виконання 2009—2010рр.); № 2611ф «Методи розрахунку еволюцій НДС обладнання атомних електростанцій». (№ДР\_0113U000685, термін виконання 2013—2015рр.); № 16/74 «Разработка

программного обеспечения к методикам проектирования рабочих колес для центробежных насосов. АО "Насосэнергомаш"». (Термін виконання 1998-1999pp.); № 804/44267/04 «Повышение энергетической эффективности прокалочной печи №5. Завод "УКРГРАФИТ"». (Термін виконання 2014р.).

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є розвиток теорії і методів для моделювання аеродинамічного, технологічного та механічного стану для вдосконалення і проектування енергоефективних і ресурсозберігаючих технологій та екологічно безпечного обладнання.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі завдання:

1. Здійснити аналіз протікання технологічних, механічних та фізичних процесів у існуючих теплових агрегатів хімічних виробництв, оцінити сучасний стан конструктивних, геометричних й енергетичних параметрів.

2. Теоретично обґрунтувати математичну модель робочого процесу руху частинок у різних зонах теплообмінника.

3. Розробити теорію розділення аерозольних систем і виявити закономірність руху частинок та умови взаємодії із стінками апарату, диспергування та інших факторів.

4. Виконати математичне дослідження локальної кінематичної структури потоку в каналах теплообмінників; розробити ефективні методи для розрахунку аеродинаміки і розділової здатності.

5. Розробити математичні моделі, методики, алгоритми та програми для дослідження руху робочого потоку в сепараційних апаратах.

6. Розробити нові методики, алгоритми розв'язку термомеханічних задач з врахуванням нелінійності фізичних властивостей матеріалів. Побудувати на базі числових методів системи дискретних рівнянь для розв'язання задач аеродинаміки, теплопровідності, напружено-деформованого стану і складного теплообміну із врахуванням взаємодії елементів, нелінійності фізичних властивостей.

7. Реалізувати розроблені числові методики та алгоритми в програмному забезпеченні та виконати розв'язки тестових задач з метою перевірки адекватності розроблених і програмно реалізованих числових методик.

8. Удосконалити теорію та методи розрахунку теплового балансу пічного

агрегату з врахуванням радіаційного обміну.

9. Запропонувати методику розрахунків для діючих високотемпературних агрегатів, виконати їх обробку та провести аналіз і узагальнення отриманих результатів.

10. Застосувати розроблене математичне забезпечення (методики, алгоритми та програмне забезпечення), для комплексного дослідження фізичних процесів промислових об'єктів і впровадити отримані результати досліджень у промисловість і науково-технічні організації.

**Об'єкт дослідження** – процеси сепарування і теплової обробки аерозольних сумішей у вихрових аеродинамічних апаратах, високотемпературні процеси в пічних агрегатах.

**Предмет дослідження** – фізичні поля та закономірності їх впливу на технологічні процеси і конструктивні елементи високотемпературних агрегатів, методи й алгоритми числового моделювання технологічних систем.

**Методи дослідження.** Дослідження ґрунтуються на методах математичного моделювання із застосуванням положень теорії суцільного середовища, достовірних гіпотез і адекватних математичних моделей. Застосування апробованих математичних апаратів, числових методів розв'язання рівнянь математичної фізики, розроблених числових методик, алгоритмів і програмного забезпечення. Достовірність результатів досліджень підтверджується аналітичними та експериментальними методами і їх практичною реалізацією.

**Наукова новизна одержаних результатів.** У результаті виконаних у дисертації досліджень вперше отримані такі наукові результати:

1. Створено наукові основи для комплексного дослідження аеродинамічного, теплового та механічного стану високотемпературних енергоємних агрегатів, із вирішенням проблеми вдосконалення технологій, пошуку раціональних режимів, конструктивних рішень і забезпеченням стабільної роботи технологічного обладнання.

2. Отримані числові залежності, що описують рух дисперсійного середовища у вихрових циклонних апаратах на основі рівнянь Нав'є – Стокса в змінних Гельмгольца із врахуванням колової швидкості, тиску, енергії для криволінійної неортогональної системи координат.

3. Запропоновано новий підхід до розрахунку розділової здатності теплообмінника з обґрунтуванням зон розділення – збірників частинок поділювальних мас, в результаті чого визначено характер траєкторії руху частинок в дисперсійному середовищі, використано більш повну модель технологічної системи та істотно зменшено термін отримання обґрунтованих рішень.

4. Уточнена математична модель переміщення частинок дисперсної фази в теплообміннику з урахуванням ламінарного, перехідного та турбулентного режимів, що дозволяє враховувати вплив руху газів і матеріалу у вихровому потоці на траєкторію руху частинки при поділі дисперсних фаз у теплообміннику.

5. Здійснено наукове обґрунтування механізму диспергування частинок матеріалу в теплообмінниках з врахуванням явищ зіткнення з перешкодою, температурних напружень та внутрішнього тиску в частинках дисперсної фази.

6. Визначено напружено-деформований стан (НДС) обертових печей, в яких система розглядається у взаємозв'язку та взаємозалежності з вихідними даними, і конструктивними елементами в системі «матеріал-робоче середовище-футерівка-корпус-зовнішнє середовище».

7. Запропоновано методику дослідження механізму утворення тріщин та руйнування на поверхні і в об'ємі вогнетривів футерівки печі, що дозволяють моделювати не тільки НДС конструкції в цілому, але й прогнозувати еволюцію розвитку процесу сколювання з метою пошуку раціональних конструктивних рішень та технологічних режимів.

Удосконалено:

Методику підвищення точності обчислень моделі розрахунку НДС шляхом визначення, по розробленим методикам, інтегрованого теплового потоку, що включає всі складові теплообміну в робочому просторі печі.

Дістали подальший розвиток:

1. Розробка уточненої математичної моделі, що включає синтез нелінійних аналітичних та числових методів розрахунку і дозволяє комплексно описувати типові процеси в обертовій печі випалу, з числовим визначенням додаткових технологічних параметрів.

2. Розробка комплексу математичних моделей процесу термообробки матеріалів в обертовій печі, з врахуванням радіаційного теплообміну з суміжних зон для моделювання теплової роботи печі зональним методом, що базується на застосуванні геометричних та узагальнених кутових коефіцієнтів випромінювання.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

1. Розроблено універсальні числові методики та ефективні алгоритми розв'язання крайових задач аеродинаміки, теплопровідності і механіки з врахуванням контактної взаємодії.

2. Створено числові моделі, що забезпечують практичну формалізацію досліджень стану високотемпературних теплових агрегатів в процесі їх проектування і модернізації, а також визначення раціональних технологічних параметрів експлуатації.

3. Розроблено теорію розділення аерозольних систем і виявлено закономірність руху частинок з урахуванням умови руйнування, винесення.

4. Документально підтверджено економічний ефект від впроваджень робіт, виконаних за безпосередньою участю автора, складає на ВАТ «НАСОСЕНЕРГОМАШ», м.Суми 1,5 млн грн/рік.

5. Економічний ефект від впроваджень робіт, виконаних за безпосередньою участю автора, складає на заводі "УКРГРАФІТ", м.Запоріжжя 1,2 млн грн/рік.

6. Економічний ефект від впроваджень робіт, виконаних за безпосередньою участю автора, складає в ДП «НДІБМВ», м. Київ становить 210 тис. грн/рік.

7. Матеріали дисертаційної роботи включені в програми навчальних курсів кафедри хімічного, полімерного та силікатного машинобудування КПІ ім. Ігоря Сікорського і частково викладені в навчальних посібниках (Щербина В. Ю. Автоматизація графічно-конструкторських робіт у процесі проектування хімічного устаткування в системі AutoCAD: навч. посіб. / В. Ю. Щербина, О. С. Сахаров, О. В. Гондлях, В. І. Сівецький. — К. : ВПІ ВПК «Політехніка», 2003, 152 с.), (Сахаров О. С. САПР. Чисельне моделювання гідромеханічних процесів та НДС суцільних середовищ при термосилових навантаженнях: навч. посіб. / О. С. Сахаров, В. Ю. Щербина, О. В. Гондлях, В. І. Сівецький. — К. : ТОВ “Поліграф Консалтинг”, 2007.

– 180 с.), (Щербина В. Ю. САПР. Застосування програмного комплексу ВЕСНА в розрахунках процесів і обладнання з врахуванням термосилових навантажень: навч. посіб. / В. Ю. Щербина, О. С. Сахаров, О. В. Гондлях, В. І. Сівецький. — К. : Видавництво “ЕКМО”, 2009. – 180 с.),.

### **Особистий внесок здобувача.**

– здійснено наукове обґрунтування для комплексного дослідження аеродинамічних, теплових процесів та механічного стану високотемпературних енергоємних агрегатів, що дають можливість вирішувати проблеми вдосконалення технологій з метою пошуку раціональних технологічних режимів та конструктивних рішень для забезпечення стабільної роботи технологічного обладнання в цих режимах;

– розроблені алгоритми, математичні моделі та методики їх числового розв’язання, для адекватного вирішення поставлених задач;

– виконане числове моделювання та проведено узагальнення отриманих результатів і встановлено закономірності фізичних процесів у досліджуваних агрегатах.

У співавторських публікаціях особистий внесок автора дисертації є основним. У авторських свідоцтвах на винаходи автору належить розробка загальних ідей і участь у формулюванні різноманітних ознак.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи доповідалися і отримали позитивну оцінку на: міжнародних семінарах-виставках "Сучасні методи і засоби неруйнівного контролю та технічної діагностики" (м. Ялта): шістнадцятому — 2008р.; 13 міжнародній науково-технічній конференції «Гидроаэромеханика в инженерной практике»: (м.Київ); міжнародна конференція «Композиционные материалы в промышленности»: 28 конференція 2008 р., 30 конференція 2011 р., (м. Ялта); 6 міжнародній науковій конференції «Материалы и покрытия в экстремальных условиях.»»: 2010р. (м. Севастополь); Міжнародній науковій конференції «International Scientific Conference “UNITECH” GABROVO» (Габрово, Болгарія, 2009, 2010, 2011, 2012), Міжнародній науковій конференції «Математическое моделирование в механике сплошных сред. Методы граничных и

конечных элементов» (Санкт-Петербург, Росія, 2005, 2007, 2009), Міжнародній науковій конференції «Материалы и покрытия в экстремальных условиях.» (Крым, 2010), Міжнародних конференціях “Матеріали для роботи в екстремальних умовах - 3, 6” (Київ, 2010, 2016), та інших.

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 52 наукових праць, у тому числі 2 монографії, 25 статей у провідних наукових фахових виданнях, 1 авторське свідоцтво на винахід та 11 патентів України на корисні моделі, а також 13 доповідей у збірниках і матеріалах праць конференцій. В іноземних фахових виданнях опубліковано 5 статей.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертація складається зі вступу, п’яти розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел. Основна частина дисертації представлена на 297 сторінках і містить 5 таблиць і 174 рисунків (з них 12 рисунків повністю займають площу сторінки). Загальний обсяг роботи становить 391 сторінок, у тому числі 9 додатків на 54 сторінках і список використаних джерел з 393 найменувань на 40 сторінках.



# 1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СТАНУ ПРОБЛЕМИ

## 1.1 Світове виробництво цементу

Цемент, разом з бетоном, є другим після води найбільш уживаним ресурсом на землі: щорічно його споживання на нашій планеті складає близько 1 тонни на людину [1, 6, 10]. Цемент виробляється в 156 країнах світу. Цементна промисловість має ключове значення для економічного розвитку, оскільки виробляє основний вид будівельних матеріалів для житлового, промислового будівництва, об'єктів інфраструктури. Темпи її розвитку в 1,5-2 рази вище, ніж темпи зростання світового ВВП.

Цемент, як основний компонент, знаходить широке застосування у виробництві бетону, залізобетону, будівельних розчинів, а також в азбоцементної, нафтовидобувної та інших галузях промисловості. Він використовується при зведенні нових промислових об'єктів, реконструкції та будівництві будівель і споруд, у тому числі гідротехнічних об'єктів, індивідуальному будівництві. Унікальні властивості цементу дозволяють на його основі виготовляти спеціальні конструкції, такі як залізничні шпали, будівельні блоки, панелі і плитки, багато інших виробів. В останні 20 років відбулася суттєва трансформація і самої цементної промисловості. Вона стала посправжньому глобальною. На Рисунок 1.1 приведена діаграма виробництва цементу в світі (дані вказані в мільйонах тонн на рік, відносно країни).

Загалом в світі виробництво цементу за 2015 рік склало 4100 млн. тон. Найбільше цементу виробляють в КНР – 2350 млн. тон. Потрібно відмітити, що в Китаї у 2013 році було виготовлено 2050 млн. тон, тобто приріст, становить 300 млн. тон. Безсумнівно значний об'єм споживання цементу займає будівництво житлових і виробничих приміщень, але не менш важливим споживачем цементу в Китаї, як в останній час і інших країнах, є дорожнє будівництво [2], куди в основному направлений приріст споживання. Це зумовлене тим, що цементобетонне покриття є більш довговічним, менш схильне до зносу і впливу від'ємних температур, а також вимагає менших витрат на ремонт і обслуговування, так як мають термін служби 50

і більше років. Слід відмітити, що такі технології покриття доріг використовують, або переходить більшість країн, і вони для України також є вкрай необхідними [3].

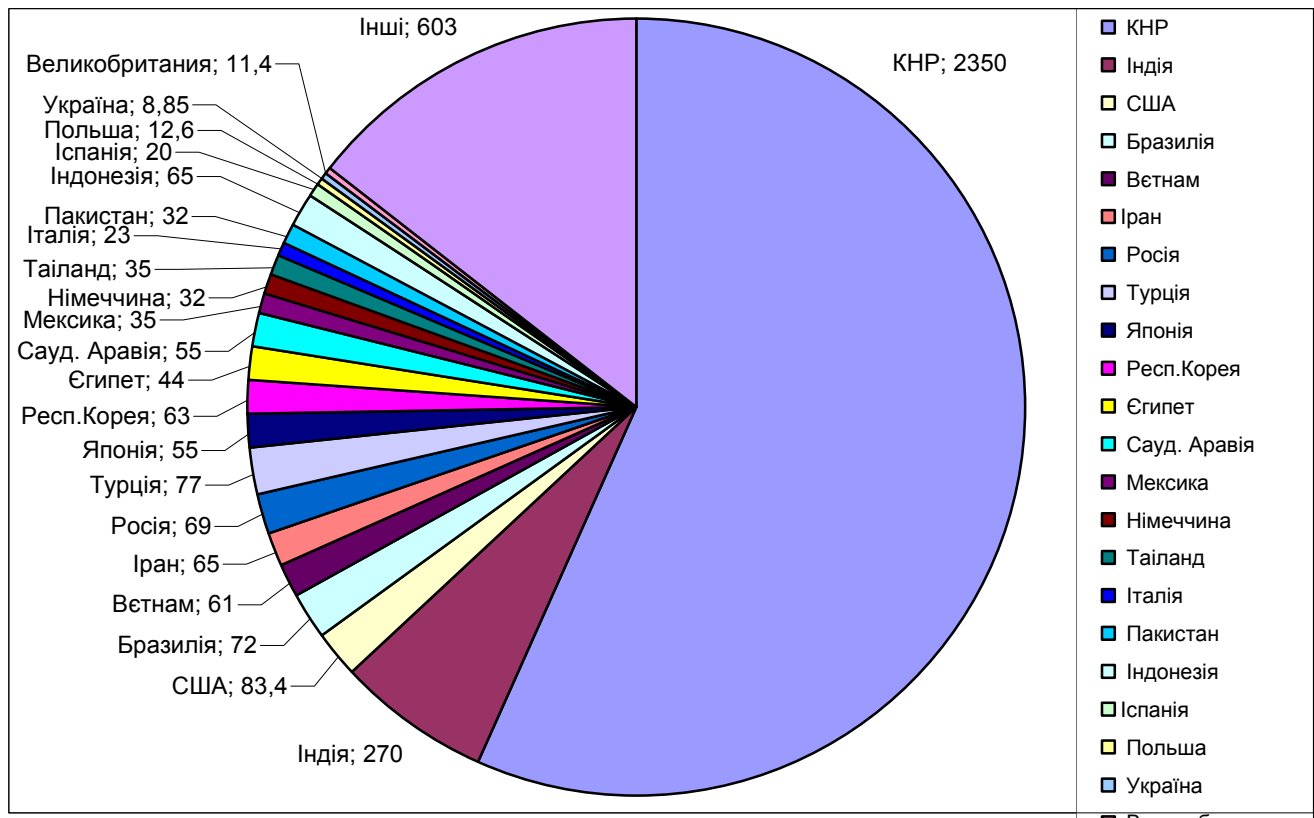


Рисунок 1.1 – Випуск цементу в світі за 2015 рік  
(згідно даних Американської асоціації виробників цементу [10])

Промисловість будівельних матеріалів є одним з найбільших споживачів палива і займає за показником енергоємності 3-4 місце в економіці країни. Так тільки на виробництво цементу в Україні щорічно споживається більш 2 млн. тонн умовного палива. Проблема високої енергоємності обладнання посилюється низьким рівнем корисного використання енергетичних ресурсів. Основна частина цементного клінкера обпалюється в печах, тепловий ККД яких не перевищує 55-60%, особливо при використанні мокрого способу виробництва, тому задача по підвищенню ефективності використання таких агрегатів є вкрай актуальною, так як збільшення цих показників навіть на кілька відсотків дає істотний економічний ефект.

## 1.2 Технологія виробництва клінкеру

Питанням технології виготовлення в'язучих присвячені праці багатьох дослідників: В.І.Юнг, Л.М.Сулименко, Е.І.Шмитько, Д.Я.Мазуров, С.Г.Силенок,

Ю.М.Бутт, Х.С.Вороб'єв, А.А.Пашенко, В.К.Класен, В.І.Шубін та ряд інших, з яких слідує, що якість клінкеру залежить від його хімічного і мінералогічного складу. Хімічний склад характеризується вмістом в клінкері різних оксидів, що містяться в сировинній суміші, яка складається з наступних компонентів: вапняку, крейди, мергелю, глини, глинистого сланцю, та інших матеріалів [11, 12]. До них відносяться карбонатні, глинисті породи, коригувальні добавки, активні мінеральні добавки та техногенні продукти інших галузей промисловості.

З карбонатних порід використовують вапняк, крейда, вапняк-черепашник, мармур, вапняний туф, мергелі та ін. Всі ці породи містять в основному вуглекислий кальцит  $\text{CaCO}_3$ . Вапняки складаються з кристалів кальциту різних розмірів. Крейда являє собою пухку, слабо зцементовану породу з землистим мулом. Якість карбонатної сировини залежить від його структури, кількості домішок, рівномірності їх розподілу в масі сировини. Для виробництва цементу придатні карбонатні породи при вмісті 40-43,5%  $\text{CaO}$  і 3,2-3,7%  $\text{MgO}$ . Особливим видом карбонатної сировини є мергель - перехідна гірська порода від вапняків до глин. Мергель являє собою природну дрібнодисперсну суміш осадового походження глинисто-піщаних порід (20-50%) і вуглекислого кальцію (50-80%). Найбільш цінний вапняний мергель, що містить 75-80%  $\text{CaCO}_3$  і 20-25% глини. За хімічним складом він близький до портландцементний сировинної суміші. Від якості сировини залежать температура випалу, продуктивність печей і властивості кінцевого продукту.

Глиниста сировина (глини, глинистий мергель, глинистий сланець та ін.) необхідні для виробництва портландцементу. Глини мають різний мінералогічний і гранулометричний склад навіть у межах одного родовища. Мінералогічний склад глин представлений переважно водними алюмосилікатами і кварцом, хімічний склад характеризується наявністю трьох оксидів, %:  $\text{SiO}_2$  -60-80,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  -5-20,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  - 3-15.

При особливо сприятливому хімічному складі сировинних матеріалів портландцементна суміш може бути приготована тільки з двох компонентів - карбонатного і глинистого. Але в більшості випадків застосовують третій і навіть четвертий компоненти - коригувальні добавки, що містять значну кількість одного з оксидів, відсутніх в сировинній суміші. В якості добавки яка містить залізо зазвичай

використовують піритні огарки з сірчаноокислотних заводів, рідше - колошниковий пил доменних печей. Для глиноземної добавки застосовують багаті глиноземом глини з малим вмістом заліза, боксити. Кремнеземистої добавкою служать кварцові піски, опоки, трепел. Вміст оксидів в коригувальних добавках повинно бути: для залізистих  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  - не менше 40%; для кремнеземистих  $\text{SiO}_2$  - не менше 70%; для глиноземистих  $\text{Al}_2\text{O}_3$  - не менше 30%. До активних мінеральних добавок належать природні або штучні мінеральні речовини, які самі по собі в'язучими властивостями не обладують, але, будучи змішаними з вапном та водою утворюють тісто, здатне після твердіння на повітрі продовжувати тверднути і під водою, а при змішуванні з портландцементом підвищують його водостійкість і антикорозійні властивості. Введення активних мінеральних добавок сприяє зниженню собівартості цементу.

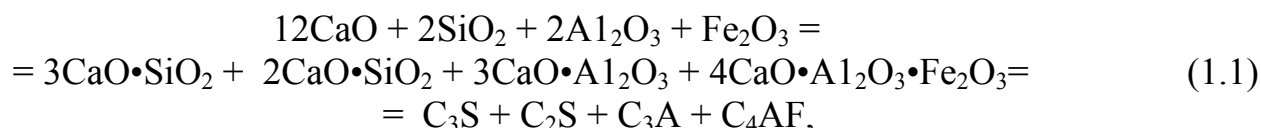
Найбільш широке застосування цементної промисловості знайшли доменні і електротермофосфорні шлаки, паливні шлаки і золи, нефеліновий (белітовий) шлам. Використання шлаків сприяє забезпеченню сировиною на амортизаційний термін. Нефеліновий (белітовий) шлам - відхід комплексної переробки апатито – нефелінових порід в глинозем, соду, поташ. Гранульовані шлаки і нефеліновий шлам близькі за складом портландцементний сировинної шихті, тому можуть використовуватися не тільки як активні мінеральні добавки, але і як компоненти сировинної суміші. Випал шихти з наявністю в їх складі нефелінового шламу і шлаку вимагає меншої витрати палива, так як ці матеріали вже пройшли теплову обробку, не містять  $\text{CaCO}_3$  і включають ряд мінералів, близьких за складом мінералів цементного клінкеру. Але мелені шлаки і нефеліновий шлам викликають загущення сировинних цементних шламів. Підвищений вміст лугів у нефелінового шламі зменшує якість цементу.

Оксиди, при випалюванні, взаємодіють між собою, утворюючи клінкерні мінерали. Мінералогічний склад є кількісним співвідношенням мінералів, що утворюються в процесі випалу. Типовий клінкер має приблизний склад (в % мас) [4, 11, 14] окису кальцію  $\text{CaO}$  64-67, кремнезему  $\text{SiO}_2$  21-25, глинозему  $\text{Al}_2\text{O}_3$  4-8, окису заліза  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  2-4, і 3% інших компонентів у вигляді домішок серед яких можуть бути присутніми оксиди лужних металів, магнію, титану та інші.

Для утворення клінкеру мінерали одного сировинного компонента - вапна і

мінерали другого компонента - глини повинні хімічно прореагувати між собою. У звичайних умовах компоненти сировинної суміші - вапно, глина та інші - інертні, тобто вони не вступають в реакцію один з іншим. При нагріванні вони стають активними і починають взаємно проявляти реакційну здатність, що пояснюється з підвищенням температури в результаті чого енергія рухомих молекул твердих речовин стає настільки значною, що між ними можливий взаємний обмін молекулами і атомами з утворенням нового з'єднання. Швидкість хімічної реакції зростає, якщо частина матеріалів розплавляється, утворюючи рідку фазу. Таке часткове плавлення отримало назву спікання. Вважається, що реакції розпаду, які відбуваються в печах є ендотермічними, а реакції новоутворення - екзотермічними.

Загальна формула має вигляд [13]:



де  $3\text{CaO}\cdot\text{SiO}_2$  (скорочений запис  $\text{C}_3\text{S}$ ) - трикальцієвий силікат (аліт),  $2\text{CaO}\cdot\text{SiO}_2$  (скорочений запис  $\text{C}_2\text{S}$ ) - двокальцієвий силікат (беліт),  $3\text{CaO}\cdot\text{Al}_2\text{O}_3$  (скорочений запис  $\text{C}_3\text{A}$ ) - трикальцієвий алюмінат,  $4\text{CaO}\cdot\text{Al}_2\text{O}_3\cdot\text{Fe}_2\text{O}_3$  (скорочений запис  $\text{C}_4\text{AF}$ ) - чотирикальцієвий алюмоферит [4, 27].

Таким чином у процесі випалу сировинної суміші в результаті взаємодії головних оксидів  $\text{CaO}$ ,  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ , утворюється чотири основних клінкерних мінералів, які називаються аліт, беліт, алюмінатна і алюмоферитна фаза.

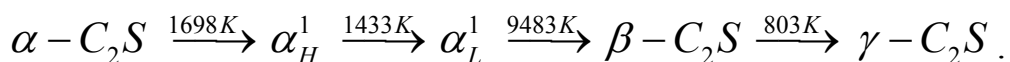
Аліт  $\text{C}_3\text{S}$  (фаза трикальцієвого силікату) є найбільш важливою складовою всіх звичайних цементних клінкерів, і визначає міцність та швидкість твердіння. Аліт стійкий між 1250 і 2070 °C, при 2070 °C плавиться інконгруентно, утворюючи розплав і  $\text{CaO}$ . При температурі нижче 1250 °C чистий  $\text{C}_3\text{S}$  не розкладається, або розкладається з дуже малою швидкістю. Аліт утворюється з трьох молекул  $\text{CaO}$  - оксиду мінералу вапняку і однієї молекули  $\text{SiO}_2$  - оксиду мінералу глини; вміст його становить 50-70%. Його склад і структура модифіковані за рахунок розміщення в решітці сторонніх іонів, особливо  $\text{Mg}^{2+}$ ,  $\text{Al}^{3+}$  і  $\text{Fe}^{3+}$ . Аліт стійкий в обмеженому інтервалі температур. Для нього встановлено дві температурні межі, при яких починається процес розкладання на  $2\text{CaO}\cdot\text{SiO}_2$  і  $\text{CaO}$ . Нижня температурна межа

займає інтервал 1250-1375 °C, а верхня межа відноситься до точки плавлення 2050-2070 °C [27, 38, 39, 40, 52, 57]. Розкладання аліту при температурі нижче 1450 °C в процесі випалу клінкеру в обертових печах не відбувається завдяки наявності домішок (MgO, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> та ін.) і внаслідок великої швидкості охолодження.

Трикальцієвий силікат до температури 1100 °C має шість аллотропних форм, кожна з яких утворює тверді розчини, близькі до тригональної решітки

При дослідженні зміни фізико-хімічних властивостей розплаву шляхом введення в нього мінералізуючих речовин для інтенсифікації процесу алітоутворення [15, 16, 17, 18, 26, 41, 77], було визначено, що у формуванні фізичної структури клінкеру, зокрема, його гранулометричного складу, визначальну роль відіграють такі режимні параметри процесу випалу, як температура і тривалість перебування матеріалу в зоні високих температур. Аліт швидко реагує з водою і в нормальному цементі, і відносно інших фаз, грає найважливішу роль у наростанні міцності протягом усього часу, а особливо в перші 28-30 днів. Після закінчення цього строку його вплив на міцність цементу значно зменшується.

Беліт C<sub>2</sub>S (фаза двокальцієвого силікату). Для беліта характерний поліморфізм, тому розрізняють п'ять структурних форм:



Беліт утворюється з двох молекул CaO - оксиду мінералу вапняку і однієї молекули SiO<sub>2</sub> - оксиду мінералу глини. Мінерал модифікований введенням в структуру сторонніх іонів і зазвичай в клінкері повністю, або його більша частина знаходиться у вигляді β-модифікації. Вміст беліта для нормальних цементних клінкерів становить 15-30%. Спочатку, протягом місяця, беліт слабо впливає на міцність, але більш пізні терміни з його допомогою вона істотно збільшується. Через рік міцності чистого аліта і чистого беліта у приблизно однакові.

Трикальцієвий алюмінат C<sub>3</sub>A найактивніший з усіх мінералів. Цей мінерал не проявляє поліформізму, плавиться з розкладанням при 1542 °C з утворенням CaO і розплаву. Його дія починається разом з початком періоду схоплювання, у подальшому вплив на міцність незначна, вміст становить 5-10% для більшості цементних клінкерів. Склад та структура, за рахунок сторонніх іонів, особливо Si<sub>4</sub><sup>+</sup>,

$\text{Fe}_3^+$ ,  $\text{Na}^+$  та  $\text{K}^+$  істотно змінюється за складом, а іноді за структурою. Чотирикальцієвий алюмоферит складає 5-15% в звичайному клінкері. Склад в основному визначається режимом охолодження і значно змінюється при зміні відношення  $\text{Al}_2\text{O}_3/\text{Fe}_2\text{O}_3$  та розміщенні Al і Fe в структурі сторонніх іонів [4].

Для отримання необхідного складу кінцевого продукту до сировинної суміші можуть бути додані залізна руда, колчеданні недогарки, трепел, боксит та інші домішки, що призводить до появи у складі цементного клінкеру інших з'єднань. Н.А. Торопов вказує на можливість утворення при випалюванні клінкеру ряду залізовмісних мінералів, насамперед, це з'єднання  $\text{CaO}-\text{Al}_2\text{O}_3-\text{Fe}_2\text{O}_3$ . Воно має змінний склад, однак найбільш часто зустрічається мінерал браунміллер. У невеликих кількостях присутні інші сполуки ( $\text{MgO}$ ,  $\text{CaSO}_4$ ,  $\text{TiO}_2$ ,  $\text{P}_2\text{O}_5$  та ін.), які також впливають на процес клінкeroутворення і на якість виробленого цементу [42].

До шкідливих домішок, що знижують якість цементу, відносяться, наприклад, луи, вільний окис кальцію, оксид магнію, сірчаний ангідрид. Луи у вигляді  $\text{K}_2\text{O}$  і  $\text{Na}_2\text{O}$  зазвичай вносяться в сировинну шихту глинистим компонентом і золою палива. У процесі випалу луи вступають у взаємодію з  $\text{SO}_3$  і утворюють сульфати калію і натрію  $\text{K}_2\text{SO}_4$  і  $\text{Na}_2\text{SO}_4$ , які в більш холодних ділянках печі (при температурі менше  $900^\circ\text{C}$ ) конденсуються на матеріалі і внутрішній поверхні та повертаються назад у більш гарячі зони. З'єднання цементу з вмістом луи в процесі тверднення можуть взаємодіяти з реакційно здатними заповнювачами (вапняк, гравій та ін.), що призводить до утворення тріщин і вигорання. Вміст лугів та їх сполук у цементі не повинно перевищувати 0,5-0,7% і залежить від складу вихідних компонентів і дотримання режимів випалу та охолодження. Вільне вапно, окис кальцію ( $\text{CaO}$ ), присутнє в клінкері в невеликій кількості 0,5-1,0 %. Збільшення кількості сприяє повільному режиму охолодження клінкеру і може призводити до утворення тріщин в цементному камені. Окис магнію  $\text{MgO}$  призводить до утворення периклаза, уповільнена гідратація якого з нерівномірним збільшенням в об'ємі, призводить до руйнування цементного каменю. При вивченні впливу периклаза на якість цементу було встановлено, що непостійність об'єму пов'язано з розмірами його кристалів, на що вирішальний вплив справляє температура випалу [24, 77]. Особливості впливу

параметрів процесу випалу на створення цементних мінералів в присутності домішок детально розглянуті в [19].

Процес спікання складних за складом частинок може відбуватися при перебуванні їх в твердій фазі, або при наявності рідкої фази [14, 21, 22, 35]. У першому випадку визначальними є дифузійні процеси, в'язка і пластична течія, рекристалізація. При виникненні рідкої фази значно збільшується швидкість взаємопроникнення компонентів, полегшується переміщення твердих частинок, істотну роль при цьому починають грати температура виникнення розплаву, його маса і властивості. Кількісний опис кінетики процесу з рідкою фазою спікання та впливу на нього різних факторів було розглянуто У.Д. Кінгері [34]. В.В. Тімашов [40, 41] зазначає, що в умовах звичайного режиму випалу портландцементних сировинних сумішей при 1450 °С кількість утворюється розплаву становить 15-30%, а підвищення температури випалу на 60-160 °С вище 1450 °С призводить до збільшення кількості рідкої фази в клінкері на 25-40% і зміни її властивостей.

Дослідженню властивостей клінкерної рідкої фази присвячено значну кількість робіт [21, 22, 29, 34, 36, 37, 40, 41, 77]. Встановлено, що в'язкість розплаву і рухливість в ньому іонів суттєво впливають на швидкість процесу мінералоутворення. Зміна в'язкості і поверхневого натягу рідкої фази залежить в основному від складу гартованих шихт, домішок і температури. Підбір та введення в сировинну суміш мінералізуючих речовин в кожному випадку визначається наявністю місцевих природних ресурсів або відходів інших галузей. Інтенсифікація процесу клінкероутворення в реальному виробництві можливо здійснюватися шляхом зміни кількості розплаву і його властивостей за рахунок оптимального поєднання температури випалу і довжиною високотемпературних зон.

Суттєвий вплив на процес спікання мають час термообробки сировинних шихт та швидкість нагріву матеріалу при збільшенні якої відбувається зростання ступеня невірноваженості протікання реакцій. Інтенсифікація процесу випалу цементного клінкеру в обертових печах має на меті збільшити продуктивність і напруженість процесу випалу за обов'язкової умови поліпшення техніко-економічних показників роботи пічного агрегату. Мірою напруженості процесу випалу слід вважати питому



продуктивність з одиниці площі внутрішньої поверхні печі та об'єму, а також теплову потужність агрегату, яка визначається кількістю тепла що передається матеріалу. Інтенсифікувати процес передачі тепла можна шляхом підвищення температури горіння палива і збільшенням відносної швидкості газового потоку [23].

Однак температура газового потоку в розглянутому випадку має вирішальний вплив і на температуру матеріалу, яка є термодинамічним параметром, що визначає кінетику фізико-хімічних перетворень.

Залежність константи швидкості хімічних реакцій від температури виражається законом Арреніуса

$$K = K_0 e^{\frac{E}{RT}} \quad (1.2)$$

де  $E$ —енергія активації;  $R$ —газова стала (8,31 Дж/(моль К));  $T$  – абсолютна температура, К.

Константа швидкості хімічної реакції  $K$  характеризується експоненціальною залежністю від температури процесу. Відомо, що концентрація реагуючих речовин не залежить від температури і тому закономірність (1.2) поширюється на залежність швидкості хімічної реакції від температури

$$W = W_0 e^{\frac{E}{RT}} \quad (1.3)$$

де  $W_0$  — залежить як від величини  $K_0$  так і від концентрації вхідних компонентів.

Таким чином, підвищення температури матеріалу в зоні протікання хімічних реакцій є активним засобом інтенсифікації та підвищення продуктивності печі.

Н.А. Торопов [14, 42], вивчаючи вплив різкого нагріву шихти на формування цементного клінкеру, встановив, що даний процес є функцією температури і часу витримки при цій температурі. З підвищенням температури випалу від 1400 °С до 1700 °С час утворення клінкеру може бути скорочений з 30 до 3 хвилин, тобто зменшує час перебування матеріалу в зоні спікання і збільшує продуктивність печі. Дослідження показали, що тривала витримка матеріалу при максимальній температурі може призвести до руйнування аліту, тоді як при нетривалому випалюванні навіть у білітовому клінкері виникають зерна аліта. Також встановлено, що час нагрівання матеріалу до температури спікання має більший вплив на швидкість

утворення аліта, ніж час витримки при максимальній температурі. Верхньою межею абсолютного значення температури матеріалу в обертових печах слід вважати температуру, при якій в'язкість оплавлених конгломератів не перешкоджатиме просуванню матеріалу по печі.

Температура спікання матеріалу значною мірою визначається дійсною температурою горіння палива, яка залежить від інтенсивності його згоряння, тобто від величини об'ємного теплового напруження зони горіння. Інтенсивне горіння палива дозволяє використовувати більше палива, підвищивши теплову потужність і продуктивність. В обертових печах застосовується факельний спосіб спалювання палива. При цьому швидкість горіння визначається не кінетикою хімічних реакцій горіння, а швидкістю підведення окислювача до горючих компонентів палива, тобто якістю сумішоутворення. Це досягається вдосконаленням конструкції пальників і високою відносною швидкістю вильоту палива. На ефективність горіння палива суттєво впливає підігрів та величина коефіцієнта надлишку повітря. Температуру можливо підвищити, застосовуючи більш досконалі холодильники. Перспективним є збагачення повітря киснем, що йде на горіння палива, що дає можливість збільшити тепловий ККД печі за рахунок зменшення втрат тепла з газами.

У обертових печах процесу випалу складається з наступних фізичних процесів – випаровування вологи, підігріву матеріалу, періоду розпаду первинних продуктів, періоду новоутворень та періоду охолодження отриманого клінкеру. При цьому процес формування клінкеру характеризується цілою низкою складних фізико-хімічних перетворень випалювального матеріалу, пов'язаних зі змінами кількості і властивостей рідкої фази і твердої складової і зумовлених термічними і тимчасовими умовами випалу. Основним висновком є принципова важливість дотримання теплових режимів в печі для отримання якісного клінкеру.

### 1.2.1 Технологічні (енергетичні) зони печі

За характером зміни температури і складу матеріалу обертову піч досить чітко розділяється на теплові (енергетичні) зони. В.Н.Юнг [12] умовно розділив довгу обертову піч мокрого способу виробництва на 6 технологічних зон: зона

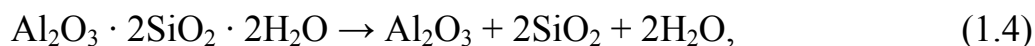
випаровування або сушіння, підігріву шихти, кальцинування, екзотермічних реакцій, зона спікання та охолодження. Для більш детального розрахунку Е.І.Ходоров [52] та інші [4, 33] збільшують кількість зон до 8, а саме – підігріву, випаровування, сушіння, дегідратації, декарбонізації (кальцинування), екзотермічних реакцій, зона спікання та охолодження.

Першою зоною, по напрямку руху матеріалу, є зона випаровування, в якій видаляється до 90% фізичної вологи з сировинного шламу. На цій ділянці пристрої теплообміну інтенсифікують процеси виділення вологи з шламу так, що матеріал який виходить з неї має температуру 90-100 °С і містить 6-12% вологи. Перенагрів матеріалу в теплообмінних пристроях не допускається, оскільки він призводить до руйнування гранул і збільшення кількості пилу.

Наступною є зона сушіння, де відбувається інтенсивне сушіння матеріалу. В кінці зони матеріал нагрівається до 180 – 200 °С. При нагріванні шлам спочатку розріджується, а потім загусає і при втраті значної кількості води перетворюється на великі грудки, які при подальшому нагріванні перетворюються в зерна-гранули. Процес випаровування з шламу механічно домішаної до нього води триває приблизно до температури 200 °С, так як волога, що міститься в тонких порах і капілярах матеріалу, випаровується повільно. Зони випаровування та сушіння займають близько 1/3 довжини печі, в них відбувається звільнення від фізичної води.

У наступній зоні – дегідратації, температура матеріалу підвищується до 600 °С - в ній вигорають органічні домішки сировинної суміші і протікають хімічні реакції розпаду каолініту з видаленням парів хімічно зв'язаної води. Втрата мінералами глини хімічно зв'язаної води призводить до повної втрати глиною її зв'язуючих властивостей і зерна-гранули розсипаються в порошок. При температурах 400 – 500 °С з глинистих мінералів видаляється більшість кристалохімічної води і з'являються вільні оксиди кальцію  $\text{CaO}$  і кремнію  $\text{SiO}$  в результаті взаємодії яких утворюються проміжні сполуки різного складу. З підвищенням температури швидкість реакції збільшується і закінчується в кінці зони.

У вказаній зоні здійснюються ендотермічні реакції [35, 53, 77], до яких відносяться розкладання каолініту:



яка відбувається при температурі  $T=450\text{ }^\circ\text{C}$  з поглинанням  $Q=934\text{ кДж/кг}$  теплоти.

Також починається розпад вуглекислого магнезії



Реакція відбувається в інтервалі температур  $T=450-900\text{ }^\circ\text{C}$  з поглинанням  $Q=817\text{ кДж/кг}$  теплоти. У цій зоні відбувається слабо ендотермічна дегідратація глинистих мінералів, в результаті якої  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$  і  $\text{SiO}_2$  переходять в розчинну форму і стають реакційно здатними. Температура матеріалу зростає від  $200$  до  $750\text{ }^\circ\text{C}$ .

Поверхня кристалів кальциту  $\text{CaCO}_3$  покривається шарами проміжних сполук. На зернах кварцу також утворюється облямівка новоутворень, що представляє собою  $\text{CS}$ ,  $\text{CA}$ ,  $\text{C}_3\text{S}_2$ ,  $\text{C}_2\text{MS}_2$  та ін. Також в невеликій кількості виникають з'єднання наступного складу:  $3\text{CaO} \cdot 3\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{CaSO}_4$ ;  $2(2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2) \cdot \text{CaCO}_3$ ;  $2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2 \cdot \text{CaSO}_4$ ;  $2\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{SiO}_2$  та ін. В матеріалі також присутні зерна кальциту, ос-кварцу, тридиміта, аморфізована глиниста речовина.

Далі по ходу руху матеріалу розташована зона декарбонізації (кальцинування), довжина якої становить  $20 - 25\%$  від загальної довжини печі. Температура матеріалу в ній змінюється від  $500\text{ }^\circ\text{C}$  до  $950\text{ }^\circ\text{C}$ . У цій зоні завершується процес дисоціації карбонатів магнезії і кальцію. У матеріалі з'являється значна кількість вільного окису кальцію  $\text{CaO}$ , тому швидкість дисоціації  $\text{CaCO}_3$  більша ніж швидкість зв'язування  $\text{CaO}$  в клінкерні мінерали. Швидкість реакцій утворення мінералів визначається швидкістю дифузії іонів кальцію через шар новоутворень на частинках кислотних оксидів. У матеріалі, що обпалюється разом з проміжними сполуками, утвореними в попередніх зонах, присутні  $3\text{-C}_2\text{S}$ , ос- $\text{C}_2\text{S}$ ,  $\text{C}_3\text{A}$ ,  $\text{C}_6\text{AF}$ .

Температура матеріалу в цій зоні зростає порівняно повільно. Це пояснюється тим, що тепло димових газів витрачається в основному на розкладання вуглекислого кальцію  $\text{CaCO}_3$ . Розкладання починається при нагріванні матеріалу до температури  $700\text{ }^\circ\text{C}$  і закінчується при подальшому нагріванні його до  $900-950\text{ }^\circ\text{C}$ . При  $700\text{ }^\circ\text{C}$  процес дисоціації, протікає повільно, але з підвищенням температури швидкість його різко зростає.



Це ендотермічна реакція [35, 231] яка відбувається при температурі  $T=907\text{ }^\circ\text{C}$  з

поглинанням  $Q=1658$  кДж/кг тепла.

Поява в сировинній суміші окису кальцію та висока температура обумовлює початок хімічної взаємодії оксидів кремнію, алюмінію і заліза, що знаходяться в глині, з окисом кальцію. Ця взаємодія протікає між оксидами у твердих фазах.

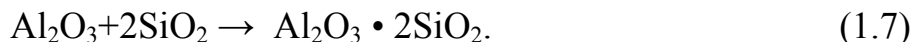
Триває утворення  $\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$  і  $5\text{CaO} \cdot 3\text{Al}_2\text{O}_3$ ; з'являються  $2\text{CaO} \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$  і  $2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$ . В кінці зони, в матеріалі збільшується кількість  $2\text{CaO} \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$ , вміст вільного  $\text{CaO}$  досягає максимуму і починається утворення  $4\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$ , та також  $3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$ . Максимальний вміст  $\text{CaO}$  в матеріалі припадає на кінець зони і становить 12 - 35%.

Вказані вище зони знаходяться в печах «мокрого» способу. При використанні «сухого» способу зони сушіння, дегідратації та частково (20 - 95%) декарбонізації, зазвичай розташовані в запічному теплообміннику, а зона випаровування відсутня так як вологість матеріалу не перевищує 4%.

В наступній зоні – екзотермічних реакцій температура матеріалу підвищується з 950 °C до 1300 °C. Ця зміна температури спостерігається на порівняно невеликій ділянці печі, де прискорення нагрівання матеріалу викликається екзотермічними реакціями, тобто таких які протікають з виділенням тепла, і процес випалу переходить до стадії формування новоутворень. Зона займає 5-7% довжини печі. Кількість вільного вапна в матеріалі зменшується, величина втрат при прожарюванні наближається до нуля. Кількість зв'язаної  $\text{SiO}_2$  наближається до максимуму. Оксид кальцію взаємодіє з мінералами низького ступеня насичення вапном -  $\text{CA}$ ,  $\text{CS}$ ,  $\text{C}_5\text{A}_3$  та інших, які починають формуватись в попередніх зонах. На їх основі утворюються 3 з 4 основних мінералів клінкеру трикальцієвого алюмінату  $\text{C}_3\text{A}$ , чотирикальцієвих алюмоферитів  $\text{C}_4\text{AF}$  і беліту  $\text{C}_2\text{S}$ , та завершується процес твердофазового спікання клінкеру. Проміжні сполуки, що утворилися раніше розпадаються. Відбувається утворення твердих розчинів -  $\text{NC}_8\text{A}_3$ ,  $\text{KC}_8\text{A}_3$ ,  $\text{KC}_{23}\text{S}_{12}$ . Незв'язаний оксид магнію утворюється у вигляді великих кристалів периклаза.

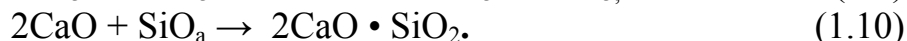
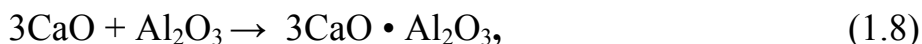
Перша екзотермічна реакція утворення метакАОлінів з вільних аморфних оксидів глинозему і кремнезему ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + 2\text{SiO}_2 \rightarrow \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$ ) протікає при температурі нагріву матеріалу до 950-1000 °C, тобто паралельно з закінченням розпаду

вуглекислого кальцію.



В лабораторних умовах, за даними [13, 14, 15, 35], вона відбувається при температурі  $T=960\text{ }^\circ\text{C}$  з виділенням  $Q=302\text{ кДж/кг}$  тепла.

Наступними утворюються трикальцієвий алюмінату, чотирикальцієвий алюмоферит і беліт



Згідно даними [13, 15, 35] реакції (1.8) – (1.10) проходять при температурі  $T=1300\text{ }^\circ\text{C}$  з виділенням теплоти 620, 348, 109 кДж/кг відповідно.

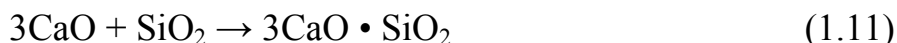
Таким чином реакції утворення клінкерних мінералів в цій зоні, внаслідок екзотермічних реакцій, відбуваються з виділенням теплоти в кількості близько 1400 кДж/кг клінкеру, внаслідок чого температура матеріалу на короткій ділянці печі збільшується на 200-300  $^\circ\text{C}$ . При різкому підвищенні температури матеріалу в зоні екзотермічних реакцій підвищується світловипромінювання в результаті чого на границі двох зон виникає світловий контраст. Матеріал в цій зоні знаходиться у вигляді гранул розміром 2-10 мм, а розміри кристалів складають 0,5-10 мм.

В кінці зони, коли в матеріалі відбувається утворення евтектичного розплаву, гранули матеріалу стають пластичними, тобто з'являються сліди рідкої фази (до складу якої входять: скло,  $\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $2\text{CaO} \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CaSO}_4$ ), поодинокі кристали аліта  $3\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$  і периклаза.

Після зони екзотермічних реакцій починається зона спікання – найбільш високотемпературна в печі. Температура матеріалу тут підвищується і відбувається часткове плавлення (спікання) раніше утворених мінералів. Ця зона займає 10-15% довжини печі. Тут відбувається утворення аліту  $\text{C}_3\text{S}$  – 4-го основного мінералу клінкера. Температура оброблюваного матеріалу підвищується з 1300  $^\circ\text{C}$  до 1450  $^\circ\text{C}$  в середині зони і знижується до 1300  $^\circ\text{C}$  в кінці. Мінерали  $\text{C}_3\text{A}$ ,  $\text{C}_5\text{A}_3$ ,  $\text{C}_2\text{F}$ ,  $\text{C}_4\text{AF}$ , що утворилися в попередній зоні, та легкоплавкі домішки сировинної суміші і  $\text{MgO}$  переходять до стану рідкої фази. Таким чином найбільш легкоплавкі мінерали  $3\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$  і  $4\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$  розплавляються. В рідкій фазі, що утворилася

відбувається часткове розчинення  $2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$  і насичення його вапном до  $3\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$ . У твердій фазі частково залишаються  $\text{C}_2\text{S}$ ,  $\text{CaO}$  і  $\text{C}_3\text{S}$ .

При утворення аліта і кристалізації його з розплаву  $\text{C}_2\text{S}$  і  $\text{CaO}$  розчиняються в і при взаємодії між собою утворюють  $\text{C}_3\text{S}$ . Трикальцієвий силікат має значно меншу здатність розчинятися в розплаві, ніж двокальцієвий силікат. Тому, як тільки відбулося його отримання, розплав стає пересиченим по відношенню до цього мінералу і трикальцієвий силікат випадає з розплаву у вигляді дрібних твердих кристалів, які потім за даних умов здатні збільшуватися в розмірах. Внаслідок цього концентрація  $\text{C}_2\text{S}$  і  $\text{CaO}$  в розплаві зменшується і в ньому розчиняються їх нові порції. Процес триває практично до повного зв'язування вільного вапна  $\text{CaO}$ . Кінетика процесу утворення аліту залежить від швидкості розчинення  $\text{CaO}$  і властивостей розплаву: в'язкості та поверхневого натягу. В'язкість визначає умови повного обміну між фазами що розплавляються і кристалізуються. Величина поверхневого натягу визначає механізм реакції на границі кристал - розплав.



За даними [13, 15, 35], вона відбувається при температурі  $T=1300^\circ\text{C}$  з виділенням  $Q=465$  кДж/кг тепла.

Матеріал знаходиться в зоні спікання 20-30 хвилин. Розчинення  $2\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$  та поглинання їм вапна відбувається не відразу у всій масі суміші, а окремими її порціями. Отже, для більш повного засвоєння вапна двокальцієвим силікатом потрібно витримувати матеріали деякий період при температурі спікання ( $1300-1450^\circ\text{C}$ ). Чим тривалішою буде ця витримка, тим повніше відбудеться зв'язування вапна, а разом з тим стануть більшими кристали  $3\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$ .

Тривалість витримки клінкеру залежить від температури: чим вона вища в зоні спікання, тим швидше утворюється клінкер [4, 53]. Однак при надмірно високому, а головне різкому підвищенні температури швидко утворюється багато розплаву і в суміш можуть почати виникати грудки. Утворені при цьому великі зерна важче прогріваються і процес переходу  $\text{C}_2\text{S}$  в  $\text{C}_3\text{S}$  порушується. В результаті клінкер буде погано обпалений (у ньому мало буде трикальцієвого силікату).

Щоб прискорити процес клінкероутворення, а також якщо потрібно отримати

клінкер з високим вмістом  $3\text{CO} \cdot \text{SiO}_2$ , застосовують деякі додаткові речовини – фтористий кальцій  $\text{CaF}_2$ , окис заліза та інші, що мають здатність знижувати температуру плавлення сировинної суміші. Більш раннє отримання рідкої фази зміщує процес утворення клінкеру в область менш високих температур. Проте довго витримувати клінкер при температурі спікання, або повільно охолоджувати не рекомендується; так як при цьому аліт буде мати дрібнокристалічну структуру.

Кількість рідкої фази, що утворюється в матеріалі в зоні спікання, становить 15-35%. Плавлення починається в поверхневих шарах і поступово поширюється всередину гранули. При обертанні печі матеріал перекочується і дрібні гранули і зерна з'єднуються в більші. У зв'язку з утворенням рідкої фази і  $3\text{CaO} \cdot \text{SiO}_2$  в зоні спікання потрібно передати матеріалу незначну кількість тепла від газового потоку.

У наступній зоні – охолодження, температура клінкеру повільно зменшується з 1300 до 1100-1000 °C за рахунок холодного повітря що рухаються назустріч клінкеру. Довжина зони становить 2-4% загальної довжини печі. У цій зоні частина рідкої фази кристалізується у вигляді клінкерних мінералів  $\text{C}_3\text{A}$ ,  $\text{C}_4\text{AF}$ ,  $\text{C}_2\text{S}$ ,  $\text{MgO}$  і невеликої кількості  $\text{C}_3\text{S}$ , а частина, що не встигла закристалізуватися, застигає у вигляді клінкерного скла. Процес охолодження закінчується в холодильнику, на виході з якого температура клінкеру, залежно від апаратурного оформлення процесу, коливається в межах 50-300 °C. Інтенсивність охолодження повинна бути високою так як загальна кількість склоподібної або кристалічних частин, особливо аліта  $\text{C}_3\text{A}$  та алюмоферита  $\text{C}_4\text{AF}$  залежить від швидкості охолодження.

На Рисунок 1.2 наведена умовна довжина енергетичних зон у відсотках від загальної довжини печі. Потрібно зазначити, що в обертовій печі між зонами відсутні чіткі границі, так як важко встановити температуру газу, випалювального матеріалу і внутрішньої поверхні печі на окремих ділянках. Ряд реакцій проходять послідовно або перекриваючись, так як прореагувала тільки частина матеріалу. Тому на окремих ділянках печі попередній і наступний процеси можуть протікати одночасно. Температуру оцінюють по її значенням для газового потоку, внутрішньої стінки печі та матеріалу. Температура газового потоку визначається з розрахунку теплообміну по зонах печі, або з балансових рівнянь технологічних ділянок, або за



основу беруть температурні перепади в матеріалі, що забезпечують проходження всіх ендотермічних і екзотермічних процесів при утворенні клінкеру.

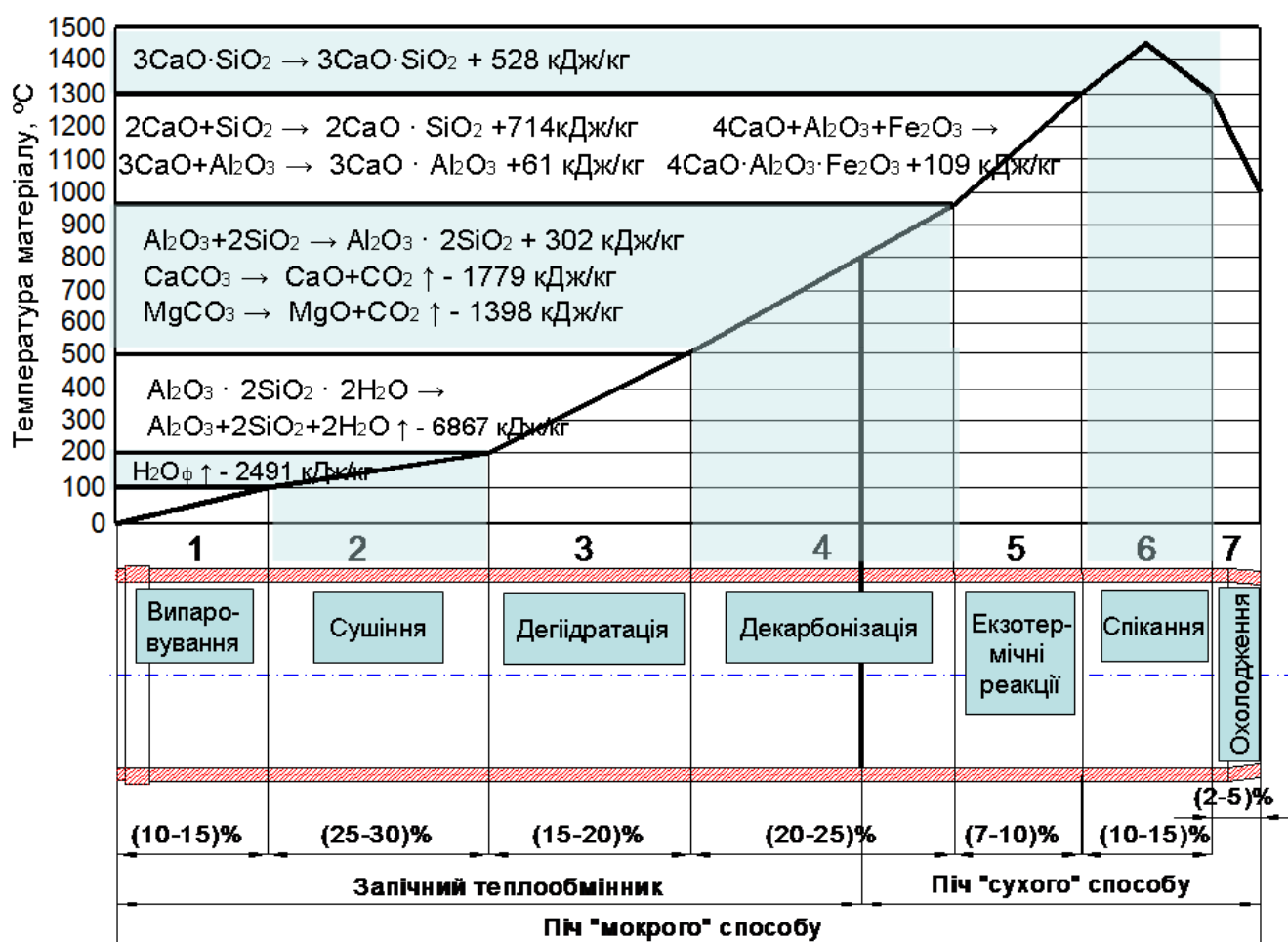


Рисунок 1.2 – Технологічні зони, розподіл температури й схема хімічних реакцій у обертівій печі

### 1.2.2 Використання пічних агрегатів

Обертові теплові агрегати барабанного типу - обертові печі, широко застосовуються на підприємствах будівельної, нафтохімічної, металургійної, целюлозно-паперової та інших галузей промисловості, де вони є базовими технологічними установками. Загалом, в цих печах виготовляється 32 види номенклатурних виробів. Однак найбільш широке розповсюдження вказані печі отримали в промисловості будівельних матеріалів, де вони є основними установками для виробництва цементного клінкеру, керамзиту, вапна, перліту та інших матеріалів.

Для отримання клінкеру можуть бути використані різні за своєю конструкцією та принципом дії теплові агрегати [4, 52, 53]. Проте в основному використовують

обертові печі, з допомогою яких в світі отримують близько 95% клінкеру від його загального випуску, 3,5% клінкеру отримують в шахтних печах, 1,5% - в теплових агрегатах інших систем - спікальних решітках, реакторах для випалу клінкеру в підвішеному стані або в киплячому шарі. В залежності від особливостей приготування сировинних сумішей в теплових агрегатах розрізняють чотири способи виробництва: мокрий, сухий, напівсухий і комбінований [27, 28, 33, 43].

При мокрому способі сировинні матеріали, що складається з карбонатного, глинистого компонентів та корекційних добавок, подріблюються в млинах з додаванням води. В результаті отримується текуча в'язка маса - сировинний шлам, з вмістом води 30-50%. Вода, при подрібненні, виступає як ефективна поверхнево-активна речовина, за рахунок чого суттєво зменшуються затрати енергії, також це полегшує транспортування отриманого матеріалу по продуктопроводам. При сухому способі виробництва сировинні матеріали попередньо висушують, дроблять, потім розмелюють і після сухого змішування та коригування подають у піч у вигляді порошку сировинну муку, з вмістом води 3-8%. При мокрому способі виробництва випал відбувається в довгих обертових печах, при сухому - в коротких печах із запічними теплообмінниками. Напівсухий спосіб відрізняється від сухого тим, що сировинна суміш перед випалюванням гранулюється при вологості 10-14%. При комбінованому способі шлам з вологістю 16-18% піддається зневодненню, брикетуванню або грануляції.

Кожен спосіб має свої переваги і недоліки. В даний час основними способами у світовій цементній промисловості є мокрий і сухий. Основними факторами, що визначають їх вибір є фізико-хімічні властивості сировинних матеріалів, наявність і вартість паливних і водних ресурсів [32, 36]. Крім того враховується, що у водному середовищі полегшується подрібнення матеріалів, при їх спільному помелі швидко досягається висока однорідність суміші, але витрата палива на випал сировинної суміші при мокрому способі в 1,5-2 рази більше, ніж при сухому. Крім того, значно зростають розміри обертових печей при випалюванні в них вологої сировинної суміші, так як ці теплові агрегати значною мірою виконують функції випарників води, тому низькі питомі показники кількості клінкеру з об'єму печі.

У фізичних перетвореннях сировинних матеріалів, приготованих по мокрому і сухому способам, на початковій стадії випалу є відмінності. При подальшому випалюванні, після повного висушування шламу, фізико-хімічні перетворення матеріалів аналогічні. У печах сухого способу виробництва нагрів сировинної муки і підготовчі процеси йдуть циклонних теплообмінниках, а подальша декарбонізація матеріалу, екзотермічні реакції та процеси спікання відбуваються в обертовій печі.

У ряді країн, переважає виробництво цементу по мокрому способу. В Російській Федерації він становить близько 85%, Україні – 80%, Китай (КНР) – 65%, США-61%. У деяких країнах частка випуску цементу по сухому способу складає – Японія, Іспанія та Німеччина - 100%, Італія - 97%, Польща – 83%, Бельгія-75%, Канада-73%, Великобританія – 68% [6, 7, 8, 9, 32].

#### 1.2.2.1 Печі мокрого способу виробництва

Трубчастими обертовими печами називають технологічні агрегати безперервної дії з робочим простором у вигляді пустотілого циліндра [28, 33, 52, 53], по якому внаслідок нахилу і обертання оброблювані сипучі матеріали переміщуються вздовж печі, нагріваючись за рахунок тепла, що виділяється при спалюванні палива.

Узагальнена схема обертової печі мокрого способу виробництва приведена на Рисунок 1.3.

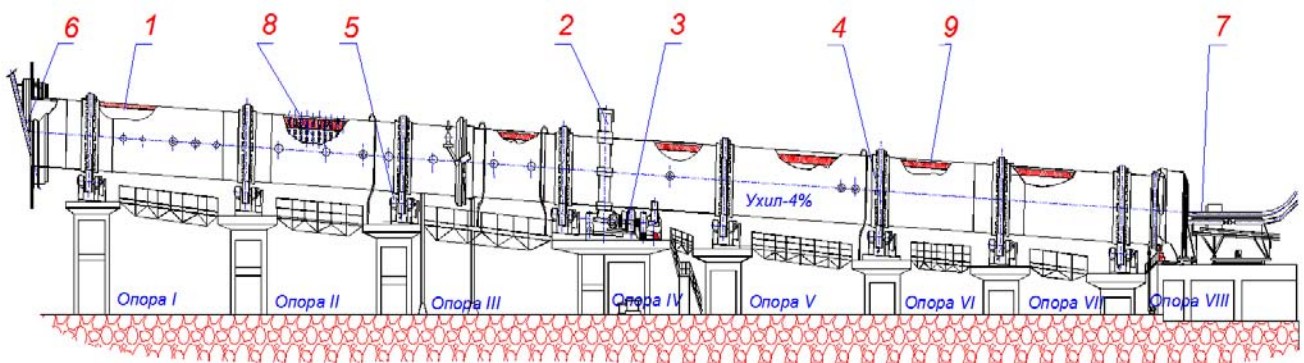


Рисунок 1.3 – Обертова піч для мокрого способу виробництва клінкеру

1 - циліндричний корпус; 2 - ввінцева шестерня; 3 - привід; 4 - бандажі;  
5 - опірні ролики; 6 - живильник печі; 7 - пальник; 8 - теплообмінний пристрій;  
9 – футерівка.

Піч складається з циліндричного металевого корпусу 1, встановленого за допомогою бандажів 4 на опірні ролики 5, які встановлені під кожним бандажем. Піч знаходиться під кутом до горизонту і обертається навколо власної осі за

допомогою приводу 3 і вінцевої шестерні 2. Шлам подається через холодний кінець печі живильником 6. Для випалу палива застосовують пальник 7, що знаходиться на гарячому кінці печі. В середині печі встановлені теплообмінні пристрої 8, а металевий корпус футерується вогнетривкою цеглою 9.

Обертається піч від електродвигуна, який через редуктор і відкриту зубчасту передачу передає обертовий момент до вінцевої шестерні та корпусу. Внаслідок обертання і похилого розташування корпусу печі, завантажений матеріал рухається від холодного (верхнього) кінця до гарячого (нижнього). Продукти згоряння палива (пічні гази) переміщуються назустріч шламу, нагріваючи випалюваний матеріал і внутрішню поверхню печі. Для поліпшення теплопередачі від газів до матеріалу в середині печі встановлені різні теплообмінні пристрої [30, 32]. До них зазвичай відносяться комірковий теплообмінник, перекидні лопаті, полки, ланцюгові завіси та інші пристосування. Для захисту корпусу від дії абразивного матеріалу, та зменшення теплових втрат в навколишнє середовище металевий корпус футерується вогнетривкою цеглою різного типу. Також футерівка виконує функції регенератора теплоти, передаючи частину тепла від газів до матеріалу.

Тяга здійснюється за допомогою димососів. Обезпилювання відхідних газів забезпечується за допомогою фільтра. Продукт випалу - клінкер вивантажується через головку печі в шахту холодильника, де його тепла енергія використовується для підігріву повітря, що надходить в піч і застосовується як вторинне повітря при горінні палива. Обертові печі мокрого способу виробництва є потужні теплові агрегати діаметром від 4 до 7 метрів і довжиною 150-230 метрів.

Паливо, яке використовується в печі, може бути тверде, рідке і газоподібне. Спалення відбувається безпосередньо в робочому просторі, а отримані гази рухаються назустріч матеріалу що оброблюється. До твердого палива, в дрібнодисперсному стані, відносяться кам'яне і буре вугілля. Найбільш поширеними видами рідкого палива є нафта і мазут, газоподібного - природний газ. Вартість служби по зберіганню та підготовці вугілля для спалювання в печах на цементному заводі становить 15-20% від вартості всього устаткування. Експлуатаційні витрати при використанні природного газу в 3-5 разів менше. Із усіх видів палива найбільш

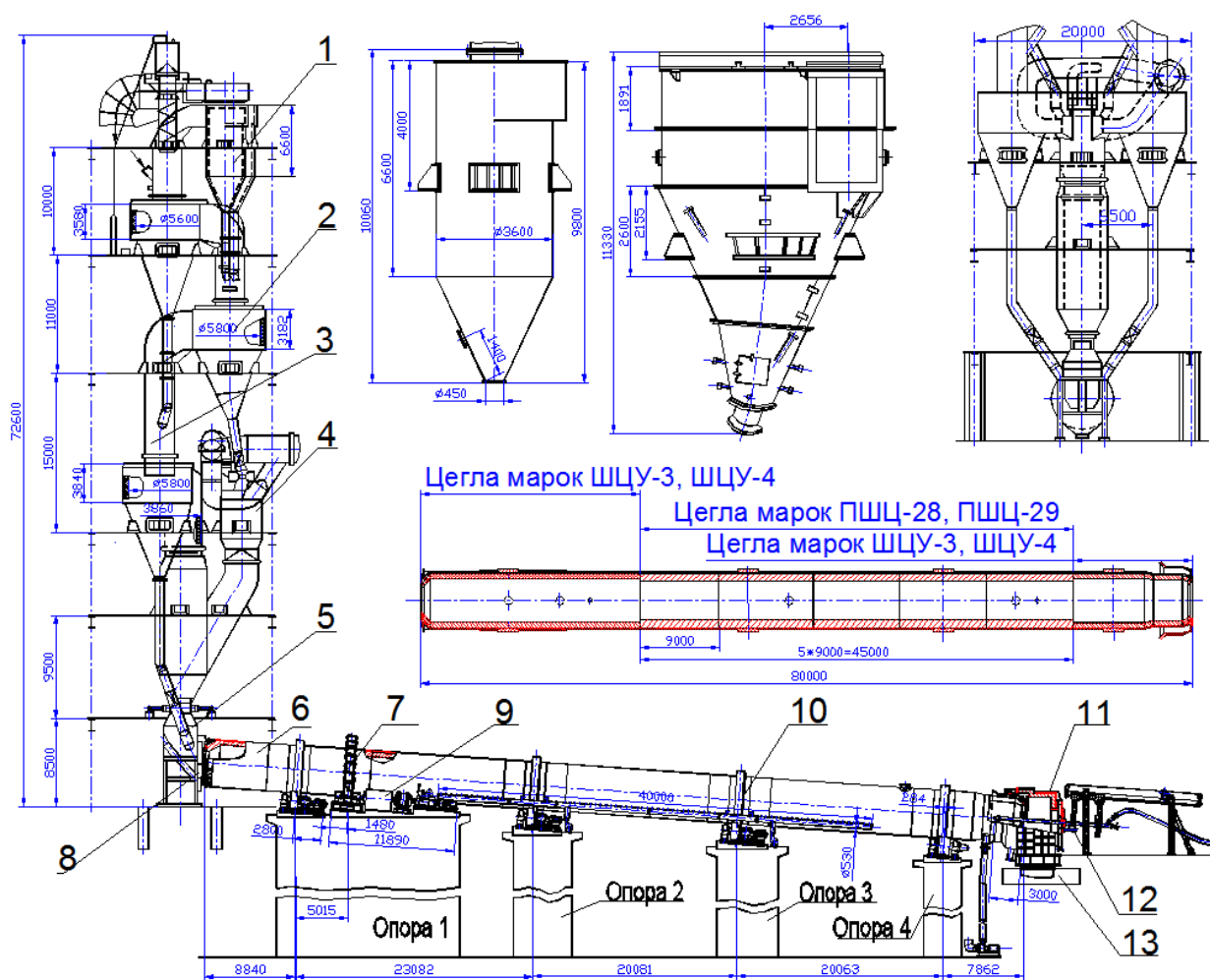
доцільним є використання газового, до переваг якого відносяться – спалювання з великою повнотою при малому коефіцієнті надлишку повітря та можливість простого регулювання процесу горіння [48]. Крім того відсутність зольності, можливість легкого транспортування по трубопроводах ставлять природний газ на перше місце за привабливістю застосування в цементній промисловості [5, 25, 27, 32].

В останній час активно розглядається питання використання сланцевого газу, який є одним з багатьох напрямків розвитку альтернативної енергетики XXI століття, які будуть все більш розвиватися у міру виснаження і подорожчання традиційних енергоресурсів - природного газу, нафти, вугілля. Тому представляє інтерес вивчення питання про можливість використання сланцевого газу для обертових печей цієї галузі промисловості.

#### 1.2.2.2 Сухий спосіб виробництва

У печах сухого способу процеси випаровування вільної та зв'язаної води винесені в запічні теплообмінні пристрої. Тому такі печі виходить значно коротші, ніж піч мокрого способу і на випал сировини витрачається значно менше тепла. Внаслідок цього печі мають менші габарити: від 2х60 до 7х95 метрів [27, 32, 104, 105, 298]. Спочатку в цих печах не використовували внутрішні теплообмінні пристрої, і температура газів, що відходять становила 700-750 °С. Згодом в печах стали встановлювати теплообмінні пристрої різної конструкції, що дозволило зменшити температуру відхідних газів до 380-400 °С, а також підсушувати матеріал що надходить у піч до оптимальних значень. Схема пічного агрегату сухого способу з обертовою піччю наведена на Рисунок 1.4.

Пічні агрегати сухого способу виробництва цементного клінкеру, з декарбонізацією [32, 33, 52] складається з запічних циклонних теплообмінників 1, 2, газоходів 3, декарбонізаційного вузла 4, механізму подачі матеріалу 5 та безпосередньо обертової печі 6. Вони дозволяють отримати клінкер необхідної якості з використанням у виді палива природного газу або мазуту.



1,2 – циклонні теплообмінники, 3 – газохід, 4 –декарбонізатор,  
 5 – подача матеріалу, 6 – обертова піч, 7 – вінцева шестерня,  
 8 – завантажувальна голівка, 9 – привид печі, 10– бандаж,  
 11 – розвантажна голівка, 12 – пальник, 13 – холодильник.

Рисунок 1.4 – Загальний вигляд пічного агрегату з обертовою піччю 4,5×80м

Запічний циклонний теплообмінник призначений для попередньої теплової обробки і часткової декарбонізації сировинного матеріалу шляхом його інтенсивного теплообміну з потоком гарячих газів, що відходять з печі, та декарбонізатора. Гарячі гази рухаються за рахунок розрідження, створюваного запічним димотягом, через усю систему теплообмінників і газоходів. Подрібнена сировинна суміш подається в газохід верхньої ступені теплообмінника і рухається назустріч газовому потоку через циклони та декарбонізатор потрапляючи в обертову піч. В газоходах, у місцях надходження матеріалу, встановлені розсікачі для рівномірного розподілу матеріалу по газоходу і кращого теплообміну між газами і сировинним матеріалом.

Декарбонізаційний вузол [104, 298] складається декарбонізатора та змішу-

вальної камери, технологічно і конструктивно зв'язаних із запічним теплообмінником і знаходиться між циклонними теплообмінниками другого й першого ступенів. Вузол призначений для забезпечення високого рівня декарбонізації сировини перед надходженням в піч. Спеціальна конструкція декарбонізаційного вузла сприяє відновленню частини окислів азоту в пічних газах і скороченню кількості шкідливих викидів в атмосферу. Використання декарбонізаційного вузла істотно знижує теплове навантаження, а також дає можливість застосовувати низькосортне паливо (аж до відходів) і, завдяки нижчій температурі горіння палива, зменшити викиди токсичних газів (оксидів азоту). Подача гарячого повітря (третинного) з холодильника 13 в декарбонізатор, для спалювання в ньому палива (до 60%), здійснюється через повітровід, що значно зменшує розміри печі. Ступінь декарбонізації матеріалу на вході в піч становить 85–95 % при температурі матеріалу до 900 °C. При більшій тепловій обробці виникає різке підвищення його температури, що приводить до утворення настилів у циклонних теплообмінниках.

Обертові печі 6 мають суцільнозварний тонкостінний трубчатий корпус, що опирається на опори 10. Торцями корпус входить в дві нерухомі головки: завантажувальну 8 і розвантажну 11. В місцях опор на корпусі змонтовані сталеві бандажі, які представляють собою кільця прямокутного поперечного перерізу. В останній час використовуються вварені бандажі, які дозволяють підвищити надійність опорного несущого вузла печі, а також збільшити жорсткість корпусу і термін служби футерівки. Футерівка виконана з вогнетривкої цегли та встановлена всередині корпусу, для захисту його від високих температур, передачі тепла матеріалу, що оброблюється, та зменшення втрати тепла в навколишнє середовище.

В обертовій печі відбувається завершальна тепла обробка сировинної суміші й утворення цементного клінкеру, що надходить у холодильник і охолоджується повітрям. Підігріте повітря з холодильника надходить у піч і декарбонізатор де використовується для горіння палива. Гази, що відходять, через запічний димосмок надходять у помольний агрегат і використовуються для підсушування сировини чи в установці випарного охолодження.

Для обертання печі використовується привід, що складається з електродви-

гуна, з'єднаного муфтами з редуктором, що передає обертання ведучій підвінцевій шестерні яка з'єднана з вінцевою шестернею. Вінцева шестерня кріпиться до корпусу з допомогою пластин. Таке з'єднання сприяє зменшенню динамічних навантажень на елементи печі в момент пуску, при зміні частоти обертання і при зупинці. В період роботи воно забезпечує плавну роботу передачі. Кінці тангенціально розташованих пружин жорстко кріпляться до корпусу печі і зубчатого вінця. Режим роботи забезпечується електродвигуном постійного струму.

### 1.2.2.3 Шляхи вдосконалення теплових агрегатів

У найближчі десятиліття важко очікувати появи будь-яких принципово нових способів випалення клінкеру [33]. Подальший розвиток отримає існуюча технологія з застосуванням теплообмінників та декарбонізаторів з максимальним ступенем декарбонізації матеріалу. Не зважаючи на те що їх використання дозволяє суттєво збільшити продуктивність, не слід очікувати застосування пічних агрегатів продуктивністю більше 5000—6000 т/добу, так як надмірна концентрація виробництва цементу на одному підприємстві може привести до збільшення дальності перевезень цементу і не дозволить оперативно задовольняти мінливі вимоги до асортименту, крім того простій такого агрегату буде приводити до великих затрат. Тому вирішальним фактором на даний час є зменшення витрат тепла, збільшення ККД теплообмінника, декарбонізатора, обертової печі. Не менш важливими напрямками вдосконалення є зменшення геометричних розмірів обертових печей, теплообмінників, декарбонізаторів, а також вмісту закису азоту в газах що відходять.

Необхідність раціонального використання та всебічної економії паливно-енергетичних ресурсів вказує на те, що назріла об'єктивна необхідність докорінної реконструкції вітчизняної цементної промисловості з використанням енергозберігаючих технологій і виведення з експлуатації морально і фізично зношеного обладнання. Зараз для проектування пічних агрегатів в основному використовують фізичні моделі. Проте фізичне моделювання не дозволяє проводити детальні повномасштабні експерименти з метою оптимізації параметрів теплообмінників і печі. Для вирішення питання по підвищенню ефективності роботи потрібно розроблю-



вати і використовувати числове моделювання яке базується на більш повних математичних моделях що адекватно відображають процеси в пічних агрегатах.

### **1.3 Особливості математичних моделей при дослідженні роботи теплових агрегатів**

Тепловий агрегат для виготовлення цементу є складною технологічною системою, що поєднує в собі фізико-хімічний реактор і топкову камеру, в яких одночасно протікають взаємозв'язані аеродинамічні, хімічні, теплові, механічні, та інші процеси. Велика продуктивність, потужність, розміри та високі температури ускладнюють дослідження перерахованих процесів на реальних установках, тому значну актуальність набувають модельні та числово-експериментальні дослідження. В останніх необхідно використовувати комплексні багатofакторні математичні моделі та алгоритми, які адекватно описують процеси з врахуванням кількості тепла, що виділяється і поглинається при екзо- і ендотермічних реакціях. Враховувати зв'язок загальної кількості та інтенсивності виділення тепла поєднуючи його з ефективністю процесу випалу і конструктивно-габаритними параметрами обертових печей, а також достовірно визначати об'ємний розподіл температур та втрати тепла через багат шаровий корпус печі в навколишнє середовище.

Опис великогабаритного об'єкта моделлю є тим більш важливим, оскільки можливості проводити експериментальні дослідження на реальному об'єкті обмежені або трудомісткі. Як зазначалося вище, в обертових печах протікають взаємозалежні механічні, хімічні, аеродинамічні, теплові та інші процеси. Велика потужність, розміри, високі температури, обертання печі ускладнюють дослідження перерахованих процесів в реальних виробничих умовах, тому доцільно проведення модельних експериментів. Це пояснюється занадто великою вартістю експериментальних моделей, а також труднощами проведення експериментів, що виходять за рамки штатного функціонування печі. Зазначені труднощі в дослідженні випалювальних печей вдається подолати при використанні математичного моделювання. Для моделювання використовуються експериментальні результати, досвід практичної експлуатації та теоретичні дослідження.

Основною умовою отримання якісного кінцевого продукту є дотримання теплового режиму, який визначається температурою, часом нагрівання і випалу суміші, що, в свою чергу, пов'язано з розподілом температури в окремих зонах і режимом проходження матеріалу через ці зони. Одним з питань, розглянутих у даній роботі, є розробка математичних моделей і методів автоматизованого побудови матеріальних і теплових балансів хіміко-технологічних систем. Істотний внесок у розробку методів математичного моделювання трубчастих обертових печей внесли: Е.І. Ходоров, П.В. Зозуля, В.Г. Лисиенко, Г.М.Островський, А.І.Боганов, Е.Г.Древицкий, А.М.Глінков, В.Г.Торгунаков, В.А.Арутюнов, В.В.Бухміров, Л.М.Батунер, А.М. Давидсон, А.Л.Рутковский, М.Є.Позина, В.Л.Пєрова, В.П.Мєшалкіна, Ю.М.Воліна, Ю.В.Шариков, А.А.Маркус, С.А.Перескок, F.Schmidt-Dohl, F.S.Rostasy та інші вчені. Також відомі тривимірні деталізована цифрові моделі, яку застосовують для моделювання процесів термообробки в обертових печах Є.І.Мешков, Khan J.A., Pal D., Morse J.S. Leger CB., Cundy V.A., Sterling A.M. Наведені бібліографічні посилання не охоплюють весь перелік робіт, що існують у цій галузі. Дослідження, проведені різними науковими колективами, і завдання, які вирішуються розробленими моделями спрямовані на те, щоб докладніше вивчити процеси які відбуваються в печі та на основі цього підвищити якість проектування печей, вибрати оптимальні режими спалювання палива, поліпшити характеристики клінкеру, а також виробити вимоги до умов стабілізації технологічного режиму роботи печей.

Однак, незважаючи на досягнутий рівень в області математичного моделювання, і у зв'язку зі складністю й різноманіттям процесів, невирішеним залишається ряд питань. До них відносяться:

- розробка математичних комплексних, синтезованих моделей теплових і массообмінних процесів для термообробки в обертових барабанних печах;
- створення більш інформативних математичних моделей і підвищення точності моделювання та зменшення кількості вхідних значень отриманих за рахунок експериментальних;
- розробка альтернативних методів автоматизованої побудови балансів

теплових процесів та інших.

У сучасному визначенні піч – це ізольований від навколишнього простору робочий канал агрегату, у якому відбувається процес одержання тепла й передача його матеріалу, що піддається тепловій обробці [46]. Класифікація печей, виконана М.А. Глінковим [47], дозволяє виділити з великої кількості різних видів печей, які використовуються у промисловості, обертові печі, котрі за своїми конструктивними особливостями суттєво відрізняються від інших. Обертові печі знайшли застосування в багатьох галузях промисловості [48], однак найбільше поширення отримали у промисловості будівельних матеріалів, де є основними тепловими агрегатами, що визначають виробничу потужність цементних і крейдо-вапняних заводів.

Джерелом теплової енергії в обертових печах є хімічна енергія палива, яке спалюється смолоскиповим способом усередині робочого простору [48]. Однак зараз коефіцієнт використання палива в вітчизняних обертових печах ще дуже низький. Навіть цементні обертові печі, робота яких налагоджена краще, ніж печі для випалу вапна [49], теплообмінні агрегати, пиловловлювачі, завантажувальні пристрої та інші, є недосконалими тепловими установками. Тепловий ККД обертових печей, в яких випалюється основна маса цементного клінкера, не перевищує 55%. Тому для визначення оптимальних режимних параметрів процесу випалу й раціональних розмірів багатьма дослідниками запропоновані різні методи моделювання теплової роботи.

Для визначення теплової потужності й розмірів печі А.Н. Іванов [50] використовував емпіричні формули, отримані в результаті обробки статистичних даних. Однак отримані залежності згідно [51] при розрахунках сучасних потужних печей не дають точних результатів.

Теоретичні й експериментальні дослідження теплообміну в обертових цементних печах дозволили Е.І.Ходорову створити розрахунковий метод, користуючись якими на основі теорії теплообміну можна визначати довжину технологічних зон і необхідний час перебування матеріалу в зонах спікання й охолодження клінкера [52]. Зокрема, автором були обчислені значення коефіцієнтів тепловіддачі до матеріалу в різних технологічних зонах печі. Аналогічні моделі

розрахунку використані у П.В. Зозуля та Ю.В. Никифоров [262].

Методи розрахунків А.С. Воробйова і Д.Я. Мазурова [53], які виходять із аналітичних методів моделювання, що базуються як на теорії теплообміну, так і на спрощених емпіричних формулах розрахунків. Завдяки цьому авторам вдалося повніше погодити питання теорії із практикою. Їхні методи розрахунків передбачають два напрямки: аналітичний розрахунок та спрощений розрахунок, які застосовуються для повсякденної виробничої практики.

В роботах А.І. Боганова [48] витрата палива в обертовій печі визначається з урахуванням втрат тепла через кладку печі в навколишнє середовище. Автор, при визначенні теплового балансу, проводить аналітичні розрахунки втрат у навколишнє середовище через футерівку, розділяючи піч на окремі ділянки, що дозволяє враховувати вплив на теплову роботу печі ступінь зношування вогнетривів.

Для дослідження обертових печей, які застосовуються у виробництві в'язучих промислових будівельних матеріалів, використовуються методи теплового розрахунку Д.Я. Мазурова [49]. Дослідження теплообміну дає можливість дозволяти на уведених даних про розподіл температури газового потоку та фізико-хімічні перетворення розділити робочий простір цементної і вапняно-випалювальну обертових печей на три зони: реакційну високотемпературну, підготовчу низькотемпературну й рекуперативну. Представлена методика теплового розрахунку дозволяє визначити довжини вказаних зон. Втрати тепла в навколишнє середовище визначаються відносно зон за формулами, що враховують швидкість обертання печі, руху повітряного середовища, що оточує корпус, також числовий множник, що характеризує кут атаки, що набігає на корпус печі потоку повітря. Врахування цих параметрів, особливо для печі, які установлені на відкритому повітрі, дозволяє значно підвищити точність теплового розрахунку.

Більш точна математична модель теплообміну між футерівкою, газом і матеріалом у цементній обертовій печі представлена Б.І. Арлюк у [54, 55, 56]. Тут при дослідженні теплообміну враховується велика кількість незалежних один від одного змінних факторів, в результаті чого модель зводиться до системи інтегральних рівнянь, рішення яких трудомістко.

Існують комп'ютерні моделі і програми для розрахунку та аналізу теплових процесів в печі, управління роботою печі [13], наприклад програма «Експерт», що використовується для аналізу роботи та управління обертовими печами [392]. Вона основана на оцінці поточного теплового режиму роботи печі і визначенні необхідних впливів для його зміни, які полягають в зміні кількістю теплоти що подається в піч і перерозподілі тепла всередині печі. Ряд програм [386, 387, 388] базується на експериментальних даних, використовуються теплотехнічні та емпіричні залежності між параметрами процесу випалу в конкретній печі.

Деякі фірми виробники цементу використовують комп'ютерні програми, що імітують поведінку цементної печі, для навчання та підвищення кваліфікації персоналу, керуючого технологічним процесом [389, 390, 391]. Однак при розробці програм для таких тренажерів зазвичай використовуються одномірні моделі.

Відомі тривимірні деталізовані числові моделі теплових процесів в обертових барабанних печах, які використовується в роботах. В.А. Арутюнов та В.В. Бухмірова [272, 273, 278]. На основі зонального методу розроблено комплекс математичних моделей процесу випалу шамоту в обертовій печі і необхідний математичний апарат повного розрахунку всіх величин, що входять в рівняння математичної моделі. Сама модель являє собою систему зональних рівнянь теплового балансу, що мають різний вигляд залежно від типу зон: зони на поверхні матеріалу, зони на поверхні футеровки, торцеві зони та об'ємні газові зони. Однак в моделі не враховується хімічний склад газу для горіння, фазові переходи по тепловим зонам, процес зношування футерівки та вплив змінної геометрії корпусу та навколишнього середовища на температурне поле робочого простору печі.

В роботі В.Г. Лісієнко [105] описані різні методи розрахунків: потоковий, зональний і вузловий. Запропоновано динамічний зонально-вузловий метод розрахунку енерготехнологічних агрегатів який може використовуватись для цих агрегатів при проектуванні та управлінні. В основу методу покладено рішення системи рівняння які моделюють рух газів і нагрів матеріалу на базі рівняння теплового балансу і теплопередачі, футерівки з використанням рівнянь енергії і теплопровідності в рухомому середовищі та гідродинаміки в газовому середовищі з

допомогою рівнянь збереження маси і руху (Нав'є - Стокса). Дана модель використовується до процесів теплообміну в системі трьох тіл: "газ - футерівка - матеріал". Однак у літературних джерелах описана сама ідея методу, але немає достатнього опису результатів його застосування, що не представляє можливості використання цих методів іншими дослідниками.

Розглянемо приведені математичні моделі з позицій системно-ієрархічного підходу методології проектування [79, 80]. В цьому випадку об'єкт розглядається як складна система пов'язаних і взаємодіючих між собою частин які представлені у вигляді блочно-ієрархічної структури. Побудова такої структури дозволяє зрозуміти внутрішню логіку процесу проектування, або шлях розв'язання задачі.

Розглядаючи питання рішення вказаних задач відзначимо, що їх можливо розділити на наступні категорії – моделі в яких використовується числове моделювання з використанням сіткових областей з вузловими точками, та моделі з використанням аналітичних та емпіричних залежностей.

Методи проектування, або знаходження рішення з точки зору системно-ієрархічного підходу, можуть бути наступними.

1. Спадне, яке починається з верхнього рівня, на якому виріб розглядається як ціле, а потім виконуються етапи першого рівня, другого й так далі. На кожному рівні проектувальник встановлює структуру й взаємозв'язок елементів, визначає числові значення їхніх характеристик. Застосування існуючих методів розрахунку вимагає наявності визначених зв'язків між вхідними та вихідними змінними всіх елементів системи, впливу управляючих факторів і математичних моделей, що описують закономірності перетворень в апаратах системи, тобто достатньої глибини знань про процеси що моделюються. При цьому знайдені значення характеристик повинні розглядатися як технічне завдання для вирішення задачі на наступному, більше низькому рівні. Однак спадне проектування завжди гарантує виконання вимог технічного завдання на кожному рівні, але не гарантує що будуть виконані вимоги технічного завдання. Це означає, що на якомусь рівні процес може зупинитися через те, що при існуючих фізичних, технічних, технологічних, економічних й інших обмеженнях рішення задачі та дотримання технічного

завдання для даного рівня стає неможливим. Тому використання таких математичних моделей можливе на стадіях аналізу поведінки теплового агрегату, впливу на його характеристики того чи іншого процесу. До таких моделей відносяться – моделі в яких використовується числове моделювання з використанням сіткових областей з вузловими точками, такими можемо вважати приведені в [54, 55, 56, 105, 272, 273, 278].

2. Висхідне виконується у зворотному напрямку, від нижчих рівнів до вищих. При цьому відбувається "складання" окремих частин об'єкту з деталей й елементів, потім вузлів і пристроїв із частин і в кінці, загальне складання об'єкту. Висхідне проектування, завжди гарантує що на будь-якому рівні будуть виконані вимоги проекту, але не гарантує дотримання всіх вимог технічного завдання. Тому розв'язок задачі може зупинитися на якому-небудь рівні через недотримання вимог технічного завдання вищого рівня. В таких моделях доцільно застосовувати зональні методи, тобто моделювання процесів системними об'єктами з визначеними параметрами. Вони дозволяють враховувати відмінність температур, термічних, фізичних та інших властивостей матеріалів залежно від місця розташування їх у печі. Ці методи досить повно опрацьовані, характеризуються високою точністю, а сучасна обчислювальна техніка дозволяє виконувати великий об'єм обчислень, пов'язаних з їх застосуванням. Тому використання таких методів можливе на стадіях робочого проектування, тобто коли вже є необхідні дані про технічну систему. Можемо вважати що до таких відносяться моделі з використанням аналітичних та емпіричних залежностей розглянуті в [13, 33, 48–51, 53, 262, 386–391, 392].

Однак у всіх розглянутих методиках теплотехнічний розрахунок ґрунтується на складанні матеріального й теплового балансу печі, після цього виконується аеродинамічні розрахунки й визначаються розміри технологічних зон. Тепловий баланс печі складають, виходячи із заданих теплотехнічних параметрів роботи печі й результатів розрахунку матеріального балансу. На його підставі визначається питома витрата палива на випал і коефіцієнт корисної дії печі. Недоліком цих методів є те що такі важливі фактори, від яких суттєво залежить тепловий баланс, повинні визначатись з експерименту. Не враховуються такі важливі фактори як

температура газів, що відходять із печі, та ступінь зношення футерівки в процесі експлуатації, які вводяться до розрахунку як незмінні параметри, що вимагає їх експериментального визначення. При розрахунку теплового балансу печі ці фактори суттєво впливають на питому витрату тепла, а це у свою чергу, на витрату палива.

3. Пічні агрегати в хімічному машинобудуванні являють собою, як правило, складні комплекси, які складаються з великої кількості взаємозалежних систем, елементів і пристроїв з різними принципами дії. Як показує досвід, особливо для складних технологічних систем, процес вирішення даної задачі повинен мати змішаний характер з перевагою спадних потоків, а висхідне проектування використовується для тих елементів системи, в яких є можливість застосовувати стандартні, добре відпрацьовані рішення. Тому виникає потреба в розробці математичних моделей що органічно поєднують переваги зональних і числових методів, наклавши на них додаткові переваги у вигляді синхронного моделювання гідродинаміки процесів. Для вирішення часткових конкретних завдань можуть використовуватися окремі елементи методу. В алгоритмах розрахунку системи потрібно передбачити щоб варіанти розв'язку не були взаємовиключні.

З метою побудови матеріальних балансів при дефіциті вихідних даних доцільно розроблювати такі методи, що вимагають застосування мінімуму вихідних даних і найбільш загальних технологічних залежностей. Це необхідно з метою опрацювання різних варіантів на більш ранніх стадіях **інвестиційного** процесу: розробці технологічних регламентів для проектів, обґрунтуванні інвестицій і виконання стадії проекту, а також розрахунку матеріальних балансів при складанні технічних звітів діючих виробництв і їх екологічний контроль. Подібні методи можуть застосовуватися з метою підготовки даних для більш ефективного використання класичних методів автоматизованого проектування матеріальних і теплових балансів хіміко-технологічних систем.

Через те, що економічний ефект у значній мірі залежить від раціональної витрати палива, розрахованого через тепловий баланс, досить актуальною є задача числового визначення температури газів, що відходять, на основі теорії теплообміну в робочому просторі обертової печі. Рішення цієї задачі, з уточненням розрахунку



теплових режимів, дає можливість більш детально досліджувати вплив різних факторів та процесів на підвищення ефективності. Це відповідає необхідності вдосконалення роботи печі й підвищенням вимог до точності теплових розрахунків.

Розробку математичної моделі процесів термообробки матеріалів в обертових печах доцільно виконувати на прикладі процесу обпалу клінкеру. Фізико-хімічні перетворення, що протікають в процесі їх прожарювання, різноманітні і включають перетворення матеріалу, горіння палива та ін. Тому така математична модель досить універсальна і може бути використана для дослідження числовим експериментом багатьох інших процесів, що проводяться в обертових печах. Визначити раціональний режим обпалу та ефективне використання палива можливо для конкретного терміну експлуатації вказавши у вхідних параметрах склад газу, матеріал, продуктивність, товщину футерівки вздовж печі та інші базові параметри.

Математичні моделі, повинні комплексно охоплюють основні процеси, що протікають в печі, включаючи обертання, переміщення матеріалу, радіаційний і конвективні складові теплообмін між топковим газами, матеріалом і внутрішньою стінкою, теплопередачу всередині багат шарової оболонки корпусу, теплообмін із зовнішнім середовищем. Тому створення такої моделі дозволяє проводити комплексні багат факторні дослідження теплових процесів для оцінки розподілу температур в корпусі та матеріалі, формування та прогнозувати вплив управляючих факторів на теплові процеси в печі з метою виявлення раціональних режимів роботи та усунення виявлених недоліків при експлуатації діючих теплових агрегатів.

## **1.4 Механізм роботи та конструктивні особливості теплообмінника**

### **1.4.1 Механізм та основні принципи роботи циклонних теплообмінників**

Циклонний теплообмінник забезпечує попередню теплову обробку сировинної муки перед надходженням її в піч за рахунок теплоти димових газів, що утворюються при спалюванні палива. Система циклонних теплообмінників працює за принципом протитоку гарячих газів і матеріалу в системі в цілому і прямотоку в кожному циклі. Висока ефективність теплообміну в циклонних теплообмінниках

забезпечується внаслідок безпосереднього контакту частинок матеріалу і газів.

Теплообмінник складається з однієї або двох паралельних гілок циклонів, встановлених по висоті в чотири або п'ять ступенів, з'єднаних між собою газоходами. Для переходу матеріалу з однієї ступені в іншу в нижній розвантажувальній частині кожного теплообмінника встановлена тічка, а самі вони з'єднанні газоходом, що відводить пилогазову суміш з нижнього у верхній. Принцип роботи полягає в тому що холодна сировинна суміш подається в газоходи, які з'єднують циклон другої ступені з циклоном першої ступені (відносно руху матеріалу), де вона підхоплюється гарячим газовим потоком, при цьому сировинна мука нагрівається, а газу охолоджуються. Нагріта сировинна мука виділяється з пилогазового потоку в циклонах першої ступені і по перепускним тічкам зсипається в газохід, що з'єднує циклон другого ступеня з циклоном третьому ступені. Далі цикл осадження муки в циклонах і подачі її в газоходи повторюється по іншим ступеням циклонів. У підсумку з теплообмінника останнього ступеня сировинна мука з температурою 800-900 °С надходить у обертову піч. Гарячі димові газу, що утворилися в обертовій печі, зі зваженою в них сировинною надходять в циклон четвертого ступеня, де газу відокремлюються від сировини і потрапляють по газоходу в циклон третього ступеня. На цьому тракті газу збагачуються сировинною сумішшю, що надходить з циклону другого ступеня. Далі цикл відділення газів від сировинної суміші повторюються. У результаті газу охолоджуються, і на виході з циклонів першого ступеня мають температуру 300–350 °С.

У залежності від конкретних задач, для рішення яких використовується циклонний теплообмінник, існує велика кількість конструктивних рішень та модифікацій, деякі з них приведені у монографіях [32, 52, 105, 384]. Типова схема теплообмінника і картина руху частинок показані на Рисунок 1.5. Теплообмінник містить циліндричну 1 і конічну 2 частин, у яких відбуваються процеси поділу потоків і підігрів матеріалу. Теплоносій подається через вхідний патрубок 5, встановлений тангенціально до циліндричної частини. Відвід продуктів здійснюється через випускную трубу 4 і пиловипускний отвір 3.

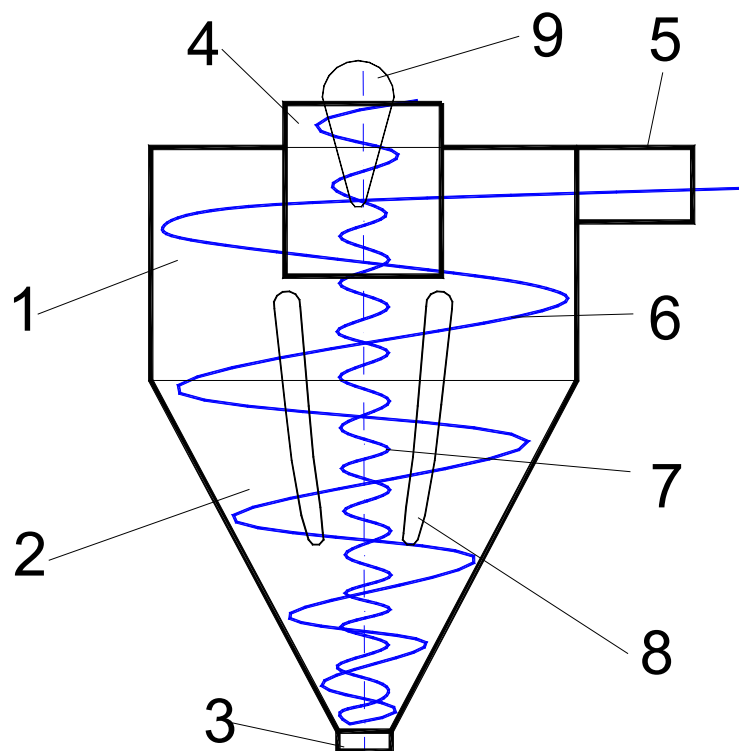
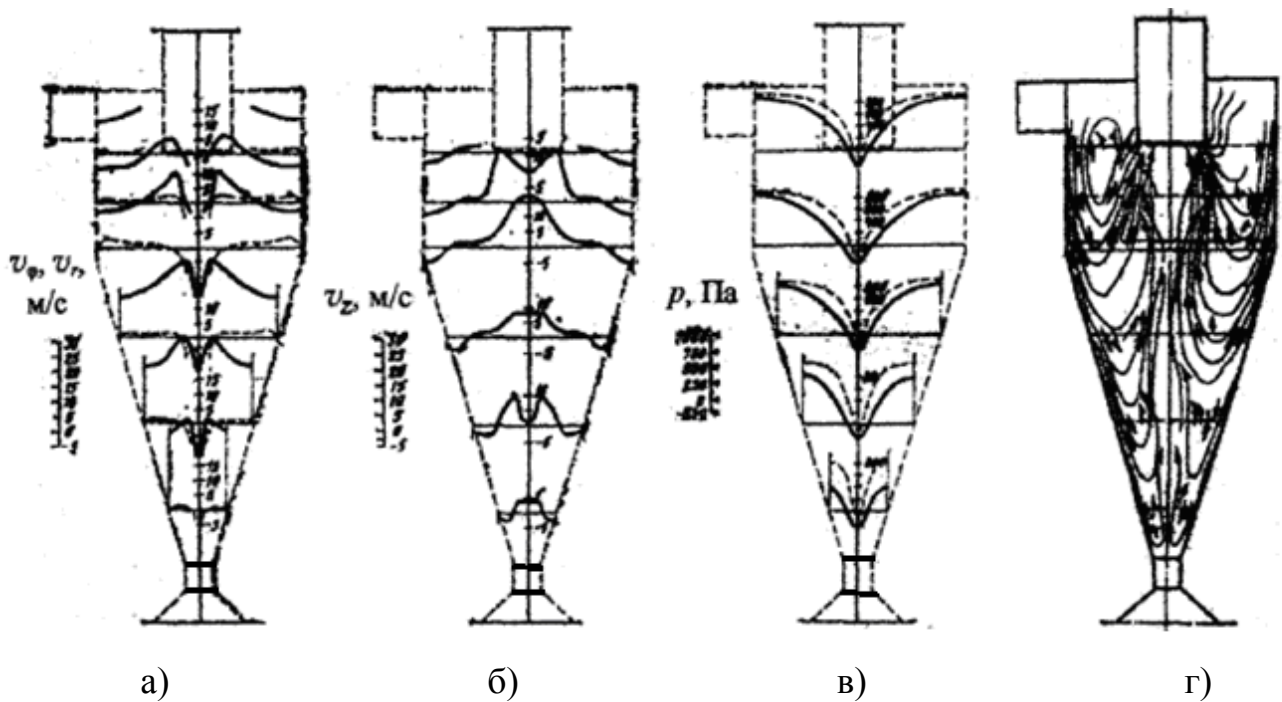


Рисунок 1.5 – Схема циклонного теплообмінника

1 – циліндрична частина; 2 – конічна частина; 3 – розвантажувальний патрубок;  
4 – вихлопна труба; 5 – вхідний патрубок; 6 – спадний потік;  
7 – висхідний потік; 8 – кільцева(застійна) зона рециркуляції, 9 – центральна  
тороїдальна зона рециркуляції.

Матеріал подається через вхідний патрубок 5. Тангенціальне підведення носія забезпечує закручення потоку в проточній частині циклонного теплообмінника, що обумовлює виникнення двох протилежно спрямованих потоків. Зовнішній рух відбувається по спіралі вниз до нижнього розвантажувального патрубку 3, створюючи спадний обертовий потік. Внутрішній по спіралі вверх направлений до вихлопної труби 4 створюючи висхідний потік. Крім цього в проточній частині циклона виникає тороїдальна рециркуляційна зона 9, а на границі між спадним та висхідним потоками створюється застійна зона рециркуляції 8, де осьові та радіальні швидкості нівелюються і стають рівними нулю. Форма і розміри цієї поверхні багато в чому визначають розділову здатність вихрового апарату.

На Рисунок 1.6 показані експериментальні профілі осереднених характеристик руху потоку у вихрових розділювальних апаратах приведені в [157]



а) – колова та радіальна швидкість; б) – осьова швидкість;  
в) – загальний та статичний тиск; г) – меридіональна картина потоків.

Рисунок 1.6 – Експериментальні профілі осереднених характеристик потоку

Газопиловий потік, що подається в теплообмінник, нахилений вниз, а вертикальна складова швидкості потоку поблизу стінки конуса, при переміщенні потоку вздовж апарата, продовжує збільшуватися через конічну форму каналу [82, 85, 144, 168, 183]. Зміщуючись до центру конуса, газовий потік змінює напрямлення руху і починає переміщуватися в протилежному напрямку. Значення осьової швидкості всередині вимушеного вихора суттєво перевищує значення осьової швидкості біля стінки. Радіальна швидкість потоку продовжує збільшуватися в напрямку до вершини конуса. В деякому горизонтальному перетині вона досягає максимума біля стінки конуса і зменшується до нуля між стінкою конуса і його вісею. Поблизу пилувипускного отвору радіальна швидкість змінює знак, в результаті чого з'являється рециркуляційний рух, або потік вихора. Високі значення радіальної швидкості у стінок конуса зумовлені відхиленням потоку від осевого руху під дією стінки конуса і збільшенням внаслідок цього радіальної швидкості.

Рух дисперсної фази характеризується наступними чинниками. В циклонних камерах тверді частки, що знаходяться в потоці, зазнають впливу різноманітних аеродинамічних і інерційних сил, що залежать від траєкторії їхнього руху, і сил опору потоку. Сума векторів сил в кожний момент часу визначає прискорення та

траєкторію руху частинок. Найбільший вплив на частинки мають відцентрові сили і сила опору потоку, які в цілому визначають напрямок руху. Від їх співвідношення залежить траєкторія руху частинки. Якщо відцентрова сила буде більше сили опору середовища, то частинки будуть відкинуті до стінки апарата, і разом із зовнішнім потоком змістяться вниз і вийдуть через пиловипускний отвір. Якщо дія сили опору потоку буде більшою, то частинки потраплять в зону внутрішнього потоку і будуть видалені через випускну трубу. Тобто ці сили встановлюють рівноважне положення в вихровому потоці. Рівноважні положення являють собою точки або радіуси, на яких сили опору врівноважуються центробіжними силами. Сукупність цих точок можна уявити в вигляді циліндричної поверхні всередині циклонної камери [83, 165]. Таким чином положення радіусу рівноважного стану частинки по відношенню до лінії нульової вісної швидкості важливо для визначення напрямлення, в якому буде рухатись частинка - вниз або вверх. Оскільки всі частинки, розташовані поміж лінією нульової вісьової швидкості і віссю конуса, рухаються до випускної труби, важливо встановити точку рівноваги таким чином щоб було досягнуто певний ступень сепарації. Частинки, що знаходяться в рівновазі в радіальному напрямку між лінією нульової осевої швидкості і стінкою конуса циклонної камери, будуть переміщуватися з потоком вниз і видалятися з потоку рідини в системі.

Вигляд профілів осьової швидкості вказує на існування складного рециркуляційної течії між вхідною і вихідною частинами вихрового апарата; такі зони погіршують характеристику роботи і можуть бути усунуті шляхом поліпшення конструкції вхідного патрубку, або за допомогою системи зовнішньої циркуляції пилу і газу. Так як ефективність роботи теплообмінника зумовлена наявністю великих відцентрових сил, які можуть на декілька порядків перевищувати силу тяжіння, то зрозуміло, що більші сили виникають у випадку більших і щільних частинок і високої колової швидкості. Ця ефективність може бути посилена зниженням сил опору як в радіальному, так і в напрямках осі.

Аналіз численних експериментальних даних, по аеродинаміці потоку в теплообміннику, показує, що турбулентний закручений рух має ряд важливих властивостей:

1) Частинки можуть бути відділені, або тривалий час перебувати у зваженому стані у полі центробіжних сил, створюваних закрученим рухом середовища.

2) Особливостями сепараційної зони є приблизно осесиметрична течія і незначна зміна відносно осі швидкостей потоку.

3) Поблизу стінок можуть розвиватися великі радіальні та вісні граничні шари і послаблювати центробіжні сили в цих місцях.

4) Поблизу випускної труби (якщо вона розміщена як звичайно на центральній осі), як правило, формуються тороїдальні зони рециркуляції, виникає турбулентність високої інтенсивності, і утворюється прецесируюче вихреве ядро.

Таким чином, шляхом комбінованого конструювання можливо, в залежності від призначення теплообмінника, посилити або зменшити одну з перерахованих вище особливостей.

#### 1.4.2 Моделювання динаміки дисперсних середовищ при сепарації

Незважаючи на удавану конструктивну простоту вихрових теплообмінних апаратів, та наявність великої експериментальної інформації про структуру закручених і рециркуляційних потоків та закономірностей процесів поділу, що протікають у них, їхнє моделювання залишається однією з головних проблем при проектуванні промислових установок. Дослідженнями гідро та аеродинаміки в вихрових сепараційних апаратів займалися А.И.Пирумов, Б.С.Сажин, Л.И.Гудим, И.Г.Терновский, А.М.Кутепов, Е.А.Непомнящий, В.В. Белоусов, В.Ю.Безуглый, Н.М. Беляев, В.І.Склабінський, О.Р.Якуба, А.А. Ляпощенко, Е.В.Сугак, О.А.Іванов, В.П. Куц, Д.А.Баранов, Р.І.Ібятів, Л.П. Холпанов, П.К.Ляпустин, М.Г.Лагуткин, А.Ahmed, M.Boivin, K.Squires, В.И.Терехов, Л.М. Ульєв, В.М. Атаманюк В.О.Яблонский, В.Р.Yung, Н. Merry, А.Ю. Вараксин, В.Н. Азаров, А.Ф.Поляков, В.А.Фафурін, А. Гупта, Д. Лилли, Н.Сайред та багато інших.

Дотепер багато питань, зв'язаних з розрахунком промислових вихрових апаратів, залишилися невирішеними. Чисто експериментальний підхід не вирішує проблему, тому що в цьому випадку відсутня узагальненість результатів досліджень, а теоретичний зумовлений труднощами математичного характеру. Аналіз літератур-

них і наукових досліджень у питанні сепарування аерозольних систем у вихрових потоках показує, що задача їх переміщень у робочих зонах поділяючих апаратів у загальному випадку є вкрай складною й ще недостатньо вивченою. Дотепер у важливих для практики випадках не досягнута ясність про структуру потоків у робочих об'ємах багатьох апаратів.

Важливою особливістю вказаних задач є наявність різноманіття складних явищ, таких як детерміновано-стохастичний характер руху частинок. Це пов'язано з тим, що наявність потоків неоднорідних сумішей у робочих об'ємах приводить до явищ що затрудняють процес розділення: пульсації швидкостей у потоці, утворення вихрів що сприяють перемішуванню вже розділених фаз; динамічний вплив на частинки, що осіли на робочі поверхні розділення за певних умов приводить до їхнього відриву від поверхонь та сприяють здрібнюванню дисперсної фази при ударах, як при введенні їх в апарат, так і усередині при взаємодії з робочими поверхнями. Деякі частинки, потрапивши на поверхню, можуть відскочити від неї і під дією сили Жуковського знову повернутися в потік. Крім цього, позначається вплив процесу коагуляції частинок у потоці, що визначаються наступними основними механізмами: градієнтна, броунівська, турбулентна і кінематична, також на частинку діють сила тертя і сила адгезії, що утримують частинку на поверхні. Частинки які осіли можуть піддаватись впливу вторинного виносу котрий полягає в захопленні вже відсепарованих частинок і направлені їх у потік що відходить. Також стримуючим фактором є нестійкість роботи вихрових апаратів, що проявляється в істотній зміні показників роботи при малих змінах вхідних умов. Зокрема, основний недолік вихрових апаратів визначається значною зміною показників розділення при малих коливаннях концентрації й складу твердої фази в живленні апарата.

Інтенсифікація процесів у вихрових апаратах приводить до необхідності істотного збільшення закручення потоку. Потокам із сильним закрученням властива втрата стійкості, що виражається в розпаді вісесиметричного вихрового ядра й виникненні після зони розпаду декількох типів збуреного руху (одиначні, або подвійні нерухомі, або прецесуючі гвинтоподібні вихри). Місце розташування розпаду вихору й сама можливість його появи визначаються значеннями числа

Рейнольдса й параметром закручення, причому збільшення закручення потоку приводить до більше раннього виникнення розпаду, тобто розширює границі нестійкої роботи вихрових апаратів [83, 168, 184].

Таким чином, одним із завдань, в області застосування вихрових апаратів на сучасному етапі, є вивчення стійкості закручених потоків. У вихрових апаратах важливо забезпечити такі умови, щоб при заданому параметрі закручення число Рейнольдса перебувало в межах діапазону з стійким вихором. У загальному випадку така модель повинна забезпечувати максимально точне прогнозування показників апарату при зміні того чи іншого істотного параметра. Щоб забезпечити отримання цих даних, та отримати можливі шляхи інтенсифікації робочого процесу модель повинна давати інформацію про всі важливі аспекти його протікання враховуючи геометричні характеристики, граничні умови, фізичні властивості середовищ, турбулентність та інші. Труднощі, що при цьому виникають, зв'язані з двома аспектами: моделюванням та рішенням задачі [83, 84, 85].

В даний час далеко від завершення навіть побудова моделей однофазних турбулентних течій, хоча уже відомий цілий ряд досить ефективних моделей, і розрахунок багатьох з них не викликає принципових складностей. Для опису аеродинаміки аерозольних потоків з незначною концентрацією, де вплив дисперсної фази на рух несучого середовища незначне, такі моделі є цілком прийнятними. Відносно прості моделі динаміки дисперсної фази у вихрових апаратах можуть бути реалізовані в рамках лагранжевого підходу [139, 166], що припускає інтегрування рівнянь руху уздовж окремих траєкторій частинок. Більш складний підхід заснований на ейлеровому континуальному представленні рівнянь руху фаз, коли рівняння руху та енергії для обох фаз записуються в ейлерових змінних і розраховуються по єдиному алгоритму. Його застосування видається найбільш прийнятним для малоінерційних частинок, розміри яких значно менші ніж масштаб турбулентності несучого потоку.

Сучасні обчислювальні методи й обчислювальні машини дозволяють виконувати детальні параметричні дослідження математичних моделей дуже складних фізичних процесів, або здійснювати обчислювальний експеримент [113,



114, 121] для моделювання вихрових сепараційних апаратів. Таким чином, систематизований розгляд аеродинаміки і розділювальних процесів у вихрових сепараційних апаратах, розробка універсальної теоретичної моделі наукових основ їхнього раціонального конструювання, створення ефективних і технологічних конструкцій для умов серійного випуску і широкого впровадження в промислову практику є вкрай актуальною задачею [89, 90, 98, 99, 125, 126, 183, 373].

Створення універсальної математичної моделі турбулентного двофазного закрученого потоку є необхідною умовою для розробки адекватних методів розрахунку вихрових апаратів різного технологічного призначення, оптимізації їх режимних і конструктивних параметрів, скорочення дорогих експериментальних досліджень. В даний час відбувається істотний прогрес у розробці все більш складних математизованих підходів до розрахунку вихрових апаратів.

Найбільш розповсюдженим підходом до розрахунку турбулентних течій є підхід, заснований на ідеї Рейнольдса про усереднення рівнянь Нав'є - Стокса по тотожних течіях чи за допомогою іншої процедури. Отримані, в результаті усереднення, рівняння Рейнольдса є незамкнутими внаслідок нелінійності рівнянь Нав'є - Стокса. Для замикання рівнянь звичайно використовуються напівемпіричні гіпотези турбулентності. Усереднення здійснюється відразу по всіх масштабах турбулентності, отже, моделювання на основі рівнянь Рейнольдса відбувається одночасно по всьому спектрі різномасштабних структур. Однак великомасштабні структури істотно залежать від індивідуальних особливостей конкретної течії. Це означає, що математичні моделі, що отримані на основі напівемпіричної моделі турбулентності не можуть бути універсальними, придатними для опису довільних, різнотипних турбулентних течій [83, 84, 86, 87].

Другим основним підходом до розрахунку турбулентних потоків є використання методів прямого числового моделювання на основі нестационарних рівнянь Нав'є - Стокса. Істотними недоліками прямого числового моделювання є великі витрати машинного часу й обсягу оперативної пам'яті через складність моделювання турбулентності навіть на сучасних суперкомп'ютерах.

Обмеженість можливостей сучасної обчислювальної техніки у використанні

методів прямого числового моделювання стала стимулом для розвитку ще одного напрямку обчислювальної гідродинаміки – методу числового моделювання великомасштабних структур. Основна ідея методу полягає в математичному поділі великих і дрібних структур за допомогою тієї чи іншої операції фільтрації. При використанні цього методу, необхідні напівемпіричні моделі турбулентності для розрахунку дрібномасштабної турбулентності. Спектри дрібномасштабної турбулентності для різних типів течій практично не відрізняються одна від іншої. Розрахунок великих вихрів здійснюється прямим числовим моделюванням. Таким чином, метод моделювання великих вихрів є проміжним між підходом Рейнольдса і методом прямого числового моделювання. Цей метод позбавлений нездоланного недоліку підходу Рейнольдса зв'язаного з усередненням по всіх масштабах турбулентності, і вимагає менших витрат машинного часу в порівнянні з методом прямого числового моделювання. Однак досвід, накопичений при числовому моделюванні великомасштабної турбулентності, не дозволяє зробити висновки про його однозначну перевагу в порівнянні з підходом Рейнольдса. Крім того, незважаючи на зменшення часу розрахунків, в порівнянні з прямим числовим моделюванням, верхнє значення числа Рейнольдса обмежено 10000.

В літературі досить широко описані напівемпіричні моделі турбулентності, що використовуються в практиці інженерних розрахунків і для наукових дослідженнях [89, 92, 98, 128, 165, 321, 322]. Основні моделі засновані на концепції турбулентної в'язкості і розрахунку диференціальних рівнянь для удаваних турбулентних напружень.

Так для течій загального виду, Буссинеском уведена турбулентна в'язкість, що зв'язує напруження Рейнольдса з градієнтами швидкостей усередненого потоку, та може бути записана в тензорному вигляді як:

$$-\overline{u'_i u'_j} = \nu_\tau \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (1.12)$$

де  $u_i$  - складові швидкості;  $x_j$  - складові координат.

Член, що містить символ Кронекера  $\delta_{ij}$  необхідний для того, щоб сума трьох нормальних напружень була рівна подвоєній кінетичній енергії турбулентності  $k$ .

Множник  $\nu_\tau$  являє собою коефіцієнт турбулентної в'язкості, що залежить від стану турбулентності. Розрахунок коефіцієнта турбулентної в'язкості базується на визначенні його пропорційності по турбулентним масштабам швидкості  $\bar{u}$  і довжини  $l$ :

$$\nu_\tau = \bar{u}l. \quad (1.13)$$

Концепція турбулентної в'язкості, що використовується в різних моделях турбулентності, відрізняється способами розрахунку турбулентних масштабів. Довжина шляху змішання задається емпірично. Модель дає допустимі результати при розрахунку простих течій, для яких довжина шляху змішання може бути задана нескладними виразами. Модель шляху змішання вимагає нульових значень турбулентної в'язкості де  $\partial u / \partial y = 0$ , що звичайно не відповідає дійсності. Основним недоліком є те, що відповідно до моделі, турбулентність повинна знаходитися в стані локальної рівноваги, тобто в кожній точці дисипація дорівнює генерації турбулентної енергії, а перенос турбулентної енергії відсутній. В моделях цього типу використовують рівняння переносу для окремих компонентів удаваних турбулентних напружень. Моделі, що базуються на цих рівняннях називають також схемами замикання другого порядку. Рівняння для турбулентних дотичних напружень можуть бути виведені точно, але для отримання замкнутої системи необхідне залучення модельних співвідношень.

У роботах для розрахунку закрученого потоку з використанням стандартної k-ε моделі, виявилось, що при досить інтенсивному закрученні отримана суттєва розбіжність з експериментальними даними. Тому потрібно змінювати значення модельних констант, що входять у модель турбулентності. Такий підхід не виправдує себе через сильну залежність значень констант від характеру і режиму течій, що істотно знижує його універсальність.

Ефективним способом модифікації напівемпіричних моделей турбулентності є використання аналогії між ефектами масових сил, зумовлених доцентровим і кориолісовим прискоренням, та гравітаційним полем. При цьому довжину шляху змішання  $l$  представляють у виді лінійної функції числа Ричардсона Ri:

$$l = l_0 (1 - \beta Ri). \quad (1.14)$$

де  $l_0$  - довжина шляху змішання для стандартної моделі,  $\beta$  - емпірична константа.

Число Ричардсона визначає відношення турбулентної енергії масових сил до турбулентної енергії дотичних напружень. При цьому масові сили можуть бути викликані як гравітаційним полем, так і полем відцентрових сил. Такий підхід був успішно використаний для числового аналізу розвитку граничного шару на скривленій поверхні та пристінного тангенціально спрямованого потоку на круглому циліндрі. Незважаючи на це, було встановлено, що при використанні навіть простої моделі шляху змішання, для кожної нової геометрії течії необхідно уводити свій крок по довжині шляху. Так як в двохпараметричних моделях турбулентності лінійний масштаб розраховується шляхом рішення рівнянь переносу для турбулентної кінетичної енергії і швидкості дисипації турбулентної кінетичної енергії, то модифікація не може полягати в простому представленні лінійного масштабу у виді функції числа Ричардсона. Вона повинна складатися з заміни коефіцієнтів у членах рівнянь переносу турбулентних характеристик на вирази, що залежать від числа Ричардсона  $Ri$ . Однак дане рівняння є менш точним і має більшу частку емпіричних даних, ніж рівняння переносу турбулентної кінетичної енергії.

Розвиток комп'ютерних технологій та числових алгоритмів визначили напрявленість робіт, у яких розрахунок ведеться на основі числового рішення рівнянь гідромеханіки. Одною з перших робіт, у якій почата спроба теоретичного опису гідродинаміки циклонів є робота Дриссена. Як вихідні рівняння автор використовує систему рівнянь Нав'є - Стокса. Рух рідини розглядається в площині, перпендикулярної до осі апарата, де враховуються тільки тангенціальна і радіальна складові швидкості. Отже осьова швидкість і всі похідні по осьовій координаті приймаються рівними нулю. Крім цього передбачається, що рух рідини сталий. Виходячи з умови нерозривності автором робиться ще одне допущення щодо розподілу радіальної швидкості  $v_r = \text{const}$ . Для визначення двох констант інтегрування приймаються наступні граничні умови. Загальна витрата рідини, що протікає через апарат, завжди відома, або може бути визначена. Площа патрубку, що підводить, також відома. Виходячи з цього, може бути визначена колова швидкість  $w_2$  на радіусі  $r_2$  у перетині де розташований живильний патрубок. Друга

умова – що на радіусі розташування зливального патрубку  $r_1$  колова швидкість має максимум і отже її похідна в радіальному напрямку дорівнює нулю. Подальші експериментальні перевірки не підтвердили можливість використання методу для отримання достовірних розрахункових даних про розподіл колової швидкості.

У роботах на основі рівнянь Рейнольдса звичайно розраховується поле швидкості в інерційному вихровому апараті. Робиться припущення про сталість ефективної в'язкості у всьому об'ємі апарата. При цьому емпіричні константи, що входять у вирази для ефективної в'язкості, визначаються з умови узгодження розрахункових і експериментальних даних, що значно знижує спільність для пропонованої методики розрахунку. Використовуючи для замикання рівнянь Рейнольдса стандартні варіанти моделі шляху змішання Прандтля, і моделі турбулентності  $k$ - $\varepsilon$  з двома параметрами, рядом авторів здійснений числовий розрахунок динаміки потоку і траєкторій руху частинок в апаратах циклонного типу. Однак суперечливість отриманих результатів свідчить про необхідність удосконалювання такої моделі турбулентності.

Більш адекватні результати дають моделі турбулентного руху рідини, основані на рівнянні Нав'є - Стокса вираженому в змінних Гельмгольца з урахуванням швидкості  $V_3$ . Однак при цьому виникає цілий ряд труднощів, зв'язаних із замиканням вихідних рівнянь, суперечливою постановкою граничних умов, громіздкістю отриманих моделей і складністю їхньої числової реалізації, але успіхи досягнуті в цьому напрямку, дозволяють розглядати цей метод як найбільш перспективний.

Вивченню опису траєкторії руху частинок пилу в закрученому потоці числовими методами присвячені фундаментальні дослідження ряду авторів [83, 84, 86, 87, 88, 116, 151, 153, 154, 167, 168, 183]. Данні методи, базуються на ряді припущень та спрощень, що дозволяють привести досить складний фізичний процес до більш простого, зазвичай двовимірної чи одновимірної формалізованої моделі. Хоча без вивчення тривимірної структури сильно закрученого потоку неможливо правильно оцінити нові конструкторські рішення і знайти границі перехідних зон роботи апаратів, важко визначити, чи досягнута максимальна ефективність процесів які проходять в теплообміннику, і неможливо цілеспрямовано удосконалювати

конструкцію та технологічні параметри розроблювальних апаратів і тим більше оптимізувати параметри їх роботи. При цьому також не розглядається ймовірність «відскоку» частинок від стінок циклону в результаті взаємодії, та вторинного виносу частинок потоком. Рух пилогазового потоку вважається стаціонарним, ізотропним (квазіоднорідним) в часі і в будь-якій точці просторового об'єму. Передбачається також, що пилогазовий потік рухається з деякою усередненою швидкістю по поперечному перерізі, при відсутності інтенсивного турбулентного режиму течії і турбулентного перенесення.

В дослідженнях [85, 144, 168, 355, 362–365, 368–371] при вивченні аеродинамічних закономірностей руху частинок в циклонах, їхня траєкторія зазвичай не визначалась, оскільки в більшості випадків досліджувався факт видалення частинок з циклону, а не шлях по якому вони рухаються. Проте цей підхід, у разі теплообмінників цементних печей, не виправдовує себе, оскільки не дає можливість досліджувати час перебування та теплообмін між частинкою і потоком. Крім того складність траєкторії руху частинок усередині теплообмінника, та наявність великої кількості недостатньо вивчених чинників, що визначають процеси руху, роблять процес дослідження траєкторій досить складним.

Детермінований підхід добре формалізований і, незважаючи на свою спрощеність, має певні переваги, зокрема, при задовільній точності дозволяє уникнути труднощів, що виникають при інтегруванні рівнянь пульсаційного руху частинок. Крім того, він більш універсальний, тому що усуває необхідність емпіричної апроксимації параметрів типу коефіцієнта турбулентної дифузії чи коефіцієнта інтенсивності випадкових впливів, що використовують у дифузійних і стохастичних моделях. Але разом з тим детерміноване описання зазвичай базується на рішенні рівнянь тільки для середніх величин, тобто без врахування взаємодії з випадковими полями пульсацій швидкості суцільної фази. Тому застосування даного підходу представляється виправданим для частинок, розмір яких близький по масштабом до турбулентності, або перевищує його.

Специфіка роботи циклонного теплообмінника обертової печі, на відміну від циклонного сепаратора, вимагає врахування при його роботі таких суттєвих

факторів як: вплив енергії хімічних перетворень, безпосередній нагрів, можлива зміна числа і розміру частинок у результаті дроблення, потрапляння на нерухому поверхню, в результаті чого частинка повертається в потік, вторинне винесення, визначення видалених частинок певного розміру. Вказані фактори вимагають розробки більш досконалої математичної моделі яка враховує ці явища.

## **1.5 Аналіз особливостей НДС конструкції обертової печі**

### **1.5.1 Методики моделювання корпусу та основних вузлів**

Механічне обладнання промисловості будівельних матеріалів є найбільш складним і енергоємним в комплексі будівельної індустрії. Багато з його видів, є унікальними не тільки за розмірами, але і за складністю конструкції. Крім того, робота таких машин і механізмів відбувається в умовах високих температур, тисків, агресивних середовищ і підвищеної запиленості, що вимагає спеціальних заходів щодо підвищення їх надійності, безпеки і довговічності. Тому досить актуальним є питання визначення напружено-деформованого стану (НДС) в корпусі та інших конструктивних елементах печі. Вирішення цих питань вимагають розробки більш повних моделей для опису процесів, що відбуваються в робочих органах машин. Так зараз, при проектуванні пічних агрегатів, термосиловий вплив на конструкцію зазвичай не враховується, або враховується не повністю [48, 81, 112]. Це пов'язано зі складністю визначення фізико-механічних властивостей деяких складових конструктивних елементів, тому виникає необхідність у використанні більш складних математичних моделей, для моделювати НДС теплового агрегату з використанням комплексного підходу при врахуванні силових і термосилових навантажень.

У роботах [70, 71] досліджується деформація корпусу обертової печі й напруження в бандажній обичайці. Теоретичні дослідження, проведені автором, дозволили розв'язати питання щодо напружень, які виникають у корпусі печі. При цьому були визначені навантаження, що виникають на границі корпусу й футерівки. До недоліку методу відноситься те, що згідно із граничними умовами задачі футерівка щільно притиснута до корпусу печі. У дійсності ж [67] на верхній ділянці

поперечного перерізу печі існує прогин футерівки. Це уточнення накладає істотні зміни на величину й характер напружень. Більш точне рішення щодо визначення напружень в корпусі та на зовнішній поверхні футерованого кільця отримане у [73, 74]. У цих роботах автор визначив ділянку, на якій футерівка відвисає від корпусу печі, і обчислив напруження, що виникають на границі футерівка – корпус печі. В роботі [115] розглядається НДС в корпусі печі та бандажах. Однак розрахункова модель корпусу печі виконується в спрощеній постановці для проміжного фрагмента без врахування впливу футерівки.

Загалом вказані методи розрахунків не дають можливості визначити дійсний НДС, так як в розрахункових моделях корпус, бандажі вінцева шестерня та інші важливі конструктивні вузли зазвичай представлені в досить спрощеній постановці. Крім того, у розрахунках не враховується дія футерівки, як вирішального фактору при дослідженні температури і відповідно температурних напружень. Запропоновані рішення недоцільно застосовувати для визначення термо-механічних напружень, що виникають у корпусі обертової печі. Також невідомі моделі, що дозволяють проводити багатофакторні дослідження конструкції обертової печі з комплексним врахуванням теплообміну між топковим газами, матеріалом, багат шаровою оболонкою футерівки та корпусу і теплообміном із зовнішнім середовищем.

При числовому моделюванні термонапруженого стану випалювальну піч потрібно описувати у вигляді системи, що складається з корпусу, зі змінним поперечним перерізом, бандажів, вінцевої шестерні, футерівки та газового потоку всередині печі. Основними навантаженнями, крім температурних, є власна вага корпусу печі, футеровки, бандажів та ведучого зубчастого колеса. При розрахунках потрібно враховувати, що піч є не тільки несущою конструкцією, але і тепловим агрегатом, на міцність якого великий вплив роблять сили що виникають під дією нерівномірних температурних полів в робочих зонах теплового агрегату і викликають відповідні термосилові навантаження. Також необхідно враховуються такий важливий фактор як залежність фізично-механічних характеристик від температури. Розроблення більш точних математичних моделей, з використанням математичного опису об'єктів дослідження дає значний економічний ефект,



замінюючи натурні дослідження на реальних об'єктах дослідженнями з допомогою числового експерименту, що дасть змогу вирішити проблеми вдосконалення пічних агрегатів з метою пошуку оптимальних конструктивних рішень, технологічних режимів і забезпечення стабільної роботи обладнання на цих режимах.

### 1.5.2 Напруження в вогнетривах футерівки

Ефективність використання обертових печей у промисловості будівельних матеріалів у значній мірі залежить від ефективності та терміну служби вогнетривкої футерівки [94, 103, 244, 299, 380 382]. Так втрати тепла через металевий корпус і футерівку в навколишнє середовище досягають 20-25% від загальної теплоти спалювання палива. При ремонті вогнетривів печі простоюють близько 5-10% календарного часу, що значно знижує коефіцієнт їх використання та суттєво збільшує затрати на ремонт обладнання. Руйнування вогнетривкої футерівки підвищує ризик деформації корпусу печі і може привести до неможливості подальшого використання теплового агрегату.

На довговічність та надійність конструкції футерівки впливає багато факторів, але основними, крім теплового опору, є механічні та термічні напруження [13, 75, 205, 243–249]. Термомеханічний вплив, якому піддається футеровка, зумовлений подачею матеріалу в піч, впливом гранул, рідкої фази клінкеру і розплавлених або пароподібних лугів. Часто комбіноване термомеханічне руйнування футерівки спостерігається, при першому нагріванні. Якщо компенсація теплового розширення незадовільна, наприклад за рахунок монтажу вигоряючими прокладками, то напруження розширення, що виникають в кладці, можуть викликати її розрив і відшаровування. В роботі [252] відзначається зв'язок механічного стану корпусу печі з дефектами вогнетривів. Великі переміщення, особливо між опірними станціями, викликають надлишкові напруження у вогнетривах футерівки при обертанні печі, витримуючи стискаючі, розривні і зсувні зусилля. Крім відшаровування, ці сили здатні викликати утворення щілин між вогнетривами, і як результат спіральні переміщення кладки. В роботі [253] зазначається, що вплив конструкції печі на стійкість футерівки позначається, в першу чергу, поблизу

бандажів, завантажувального і розвантажувального кінця. Таким чином виникає необхідність визначити температурні умови та НДС футерівки і безпосередньо вогнетривів під час експлуатації обертової печі. При цьому потрібно комплексно враховувати всі елементи що приймають участь в теплообміні, а також можливість зношення футерівки (до 70%) в процесі роботи.

У галузі спостерігається вповільнення темпів росту стійкості футерівки обертових печей [58, 69]. Однієї із причин цього вважається вичерпання резервів традиційних прийомів підвищення стійкості вогнетривів. Недостатнє вивчення питання напруженого стану значно обмежує ті заходи, які спрямовані на підвищення ефективності їхнього використання. Відомо [59], що при роботі печі на футерівку великий вплив має абразивна дія матеріалу, посилена високими температурами й виникаючі в ній значні термомеханічні напруження. Температурні напруження викликані зміною градієнту температур у вогнетриві. Механічні зумовлені вагою корпусу, футерівки й матеріалу який обробляється. Їх одночасна дія створює у вогнетривах складний НДС, величина якого разом з температурою експлуатації визначають надійність, інтенсивність зношування й термін служби вогнетривів. При експлуатації обертової печі футерівка виконує основну робочу функцію теплового агрегату, і визначення в ній напруженого стану дозволить визначати експлуатаційний стан усієї печі. Позитивне рішення поставленого питання також сприяє підвищенню експлуатаційної надійності, зниженню числа відмов і поточних ремонтів, забезпечить планомірну зупинку печі на ремонт і дозволить поліпшити автоматичний контроль параметрів її роботи [60]. Величина компонент термомеханічних напружень, що виникають у футерівці та вогнетриві, дозволяють вчасно виявляти недоліки, прогнозувати загальний стан теплового агрегату і вогнетривів, що перебувають у найбільш відповідальних ділянках печі [61]. Аналізуючи дані про стан вогнетриву, в порівнянні з допустимими, визначаються можливості їх подальшого їхнього використання, а при узгодженні з величиною допустимого нагрівання корпусу знайти граничний стан їх зношування.

На сьогоднішній день питання про НДС вогнетриву в кільці футерівки є невирішеним, що зв'язане зі складністю задач, які необхідно вирішувати при

відповіді на нього. Число досліджень, присвячених визначенню впливу футерівки на корпус печі, незначне, а робіт, у яких би вивчався НДС у вогнетриві, з урахуванням дії складових елементів корпусу та зміни товщини футерівки, немає взагалі. Такому важливому питанню як визначення температурних напружень у вогнетриві також приділялося недостатньо уваги [62], хоча вже в перших роботах Г.О. Гросса розглядався вплив футерівки, покладеної шаром твердого теплоізоляційного матеріалу, на несучий корпус печі. Напруження, що виникають у цій конструкції, викликані різними коефіцієнтами теплового розширення футерівки, ізоляції та корпусу. У результаті зроблених допущень шари теплоізоляції, футерівки й корпусу печі розглядаються як вкладені одне на інше кільцями з певними фізико-механічними характеристиками та постійною по всім кільцям температурою.

У роботі В.С.Коршунова [63] проводяться дослідження припустимих швидкостей нагрівання вогнетривких виробів. При цьому цілісність вогнетриву описується співвідношенням, у якому прирівнюється різниця розмірів виробу при різних температурах до максимально припустимого лінійного зсуву. Із цього порівняння слідує, що цілісність вогнетриву визначається величиною температурного градієнта по товщині, тобто температурними напруженнями. На підставі цього методу визначається припустимий градієнт температури для певного типу вогнетривів. Виникнення руйнівних термомеханічних напружень, що викликають відкол вогнетриву, розглянуті в роботі В.І.Шубіна [64, 109], де критичний стан вогнетриву визначався за припустимим градієнтом температур.

Потрібно зазначити, що методи [63] дають занадто спрощені оцінки НДС вогнетриву. Більш точне рішення отримане М.А. Герекком в роботі [65]. Методами теорії пружності проводиться розрахунки температурних напружень у вогнетриві. При цьому в футерівці розглядаються стискаючі напруження від 0 до межі міцності, вважаючи, що коефіцієнт теплового розширення, модуль пружності й коефіцієнт Пуассона футерівки не залежать від температури. Однак, розрахунки проводилися для шахтної печі, а результати переносяться на обертову піч. Отримані у результаті рахунки термічного напруження у футерівці значно перевершують допустимі.

В деяких роботах більш точного визначення НДС, з врахуванням температур,

розглядається не кільце футерівки в цілому, а виділений з нього вогнетрив. Таке рішення було отримано у [66], де розглянута вогнетривка підкладка при плазмовому напилюванні на її поверхню корундового порошку, при цьому підкладка розглядається у вигляді пластини в припущенні існування в ній одномірних температурних полів. У розрахунках передбачається, що механічні властивості вогнетривкого матеріалу відомі й залежать від температури. Отримане числовими методами рішення задачі термопружності дозволяє визначити небезпечні ділянки у вогнетриві. Але отримані значення термопружності досягають значень, які у багато разів перевищують значення межі міцності вогнетриву. Недоліком методу також є те, що при формулюванні задачі теплопровідності не врахована залежність коефіцієнта теплопровідності вогнетриву від температури, що є досить істотним при визначенні температурних напружень у розглянутій задачі термопружності. Тому запропоновані методи розрахунків можливо розглядати тільки як перше наближення для визначення НДС у вогнетривах, покладених у футерівку обертової печі.

Таким чином, НДС вогнетриву при роботі його у футерівці обертової печі вивчено не достатньо, а у літературі відсутня науково-обґрунтована методика його визначення. У даній роботі пропонується метод розрахунку корпусу, футерування, бандажів і інших конструктивних елементів обертової печі з визначенням НДС конструкцій при комплексному врахуванні термосилових та інших чинників навантаження, який дозволяє зробити окремий аналіз впливу цих факторів і визначити оптимальні умови роботи.

### 1.5.3 Механізм руйнування та сколювання вогнетривів

Футерівка обертових печей працює в тяжких експлуатаційних умовах, що пов'язано з періодичним коливанням температур на поверхні кладки, яке зумовлене обертанням печі і переміщенням в ній матеріалу. Основним матеріалом для футерівки печей є шамот. Високотемпературні зони печі викладаються з хромомагнезитової, магнезитової і периклазошпинелидної та інших видів вогнетривкої цегли. Надійність футерівки, стійкість без порушення геометричних форм робочої камери, тривалість експлуатації та техніко-економічні показники

процесу отримання цільового продукту [64, 72, 91, 100, 101, 102] визначають можливість здійснення термотехнологічного процесу в пічному агрегаті. При термічній дії на футерівку в ній виникають такі фізичні явища, як термічне розширення, пластична деформація і розтріскування (сколювання). Ці явища виникають одночасно і послідовно чи накладаються одне на інше. Картина їх розвитку буває надзвичайно різноманітна, що пояснюється складністю процесів, виникаючих в футерівці, і багатьма умовами, здійснюваними на неї вплив [94].

Специфіка служби вогнетривів в обертових печах цементної промисловості характеризується в основному трьома загальними умовами:

- високим температурним градієнтом, що зумовлений одностороннім нагріванням кільцевої вогнетривкої кладки, яка поміщена в закритий металевий корпус. Причому найбільший градієнт спостерігається в зоні спікання;
- періодичними коливаннями температури на поверхні футерівки, яка за кожне обертання печі піддається дії гарячих газів і більш холодного матеріалу. Різниця між температурами поверхні футерівки при виході з під шару матеріалу і при вході під нього складає приблизно 150-200°C;
- хімічна і стираюча дія шару опалюваного матеріалу, що постійно рухається. Ця дія на різних ділянках довжини печі неоднакова, але має місце по всіх зонах, найбільше в зоні спікання, де матеріал має найбільші абразивні властивості.

Умови роботи вогнетривів в різних теплових агрегатах надзвичайно складні. Як відомо, фізико-хімічні процеси з підвищенням температури різко прискорюються. Це викликає цілий ряд змін як всередині вогнетривкого матеріалу, так і в результаті взаємодії його з атмосферою печі або топки. Складною являється і робота вогнетривкої футерівки як будівельної конструкції, що витримує разом з пружними, великі пластичні деформації. Це означає, що робочі властивості вогнетривкого матеріалу слід оцінювати всебічно, враховуючи різні фізичні показники, а вибір вогнетриву пов'язувати з умовами роботи теплового агрегату.

Одним з основних чинників надійності роботи футерівки є недопущення руйнування вогнетривів розтріскуванням [95, 97] в умовах високих температур. Розтріскуванням футерівки, або утворенням сколів, називається явище утворення

тріщин на поверхні вогнетривких виробів і футерівки в цілому, яке веде до відшарування поверхневого шару і його розкриттю [72, 94, 96]. Розтріскування – серйозна причина руйнування футерівки печі. Розглядаються наступні три види: термічне, механічне і структурне.

*Термічне розтріскування* представляє собою явище, виникаюче в результаті внутрішніх напружень, викликаних відмінністю термічного розширення зон футерівки при теплових ударах, або при постійно великому температурному градієнті. У вогнетриву, в якому виникло термічне розширення в результаті різкого нагріву, відбувається відкол кутів виробу, відшарування, паралельне поверхні нагріву, або місцеве відшарування. При різкому охолодженні розтріскування проявляється в утворенні тріщин в напрямку, перпендикулярному поверхні нагріву виробу.

*Механічним розтріскуванням* футерівки називається утворення тріщин під дією механічних сил. Механічне розтріскування можна може бути:

1) розтріскування вогнетриву в результаті виділення з нього великої кількості утвореної пари при швидкому нагріві вологого вогнетриву;

2) сколювання нагрітого кінця цегли футерівки. Внутрішня поверхня нагрівається до більш високих температур в порівнянні з зовнішньою, в результаті чого відбувається значне одностороннє розширення виробів і деформація, яка концентрується на порівняно невеликій площі недалеко від робочої поверхні.

3) розтріскування футерівки під напруженням, виникаючим внаслідок відсутності можливості термічного розширення футерівки.

4) безпосереднього руйнування за рахунок ударів великих шматків матеріалу або інших сторонніх включень (шматків футерівки).

При нагріві зі сторони робочої і зовнішньої поверхні футерівки виникає градієнт температур, внаслідок чого робочий шар футерівки розширюється більше, ніж шар за ним. Робочий шар, в якому відбувається максимальне розширення, руйнується під дією виникаючого напруження, оскільки він приймає максимальний тиск, що перевищує границю його міцності при стискуванні. Причинами такого розтріскування є високий коефіцієнт термічного розширення виробів, великі сили, що сприймаються футерівкою зводу, і різка зміна градієнта температур при

швидкому нагріві. Тому для запобігання сколювання необхідно використовувати вироби з невеликим коефіцієнтом термічного розширення і здійснення поступового підвищення температури футерівки.

*Структурним розтріскуванням* футерівки називається явище зміни хімічного складу і фізичних властивостей вогнетриву при дії високих температур, розплавів металів і пічного середовища. Воно може бути: 1) розтріскування в результаті усадки і утворення метаморфізованого шару; 2) розтріскування із-за розбухання. Структурне розтріскування також пов'язане з температурним градієнтом, існуючим в більшості випадків у вогнетриві. Виникає при проникненні в них розплавлених метала і шлаку, а також пилу, контактуючих з робочим шаром футерівки в умовах високих температур. Під їх дією в робочому шарі утворюється метаморфізований шар, який в основному знаходиться в розплавленому стані, в результаті чого відбувається усадка і супроводжує її розтріскування.

*Хіміко-термічне руйнування* основної футеровки відрізняється від інших видів руйнування тим, що відбувається повільніше [13, 312, 313, 299]. Його швидкість визначається, насамперед, температурами, при яких відбувається агресивна хімічна реакція між складовими футерування і цементного клінкеру. Хімічний знос супроводжується міграційними переміщеннями, що починаються всередині печі в напрямку градієнта температури через відкриті пори цегли. При хімічних перетвореннях і дифузійних процесах текстура і мінеральна структура цегли зазнає змін. В результаті змінюються вогнетривкі та фізичні властивості цегли.

Згадані варіанти руйнування вогнетривів в тій чи іншій мірі викликані градієнтом температур і як наслідок цього виникненням термічних напружень. Крім того не можна не враховувати, що специфіка роботи футерівки в цементних обертових печах вимагає встановлення між вогнетривами металевих пластин. При цьому вогнетриви чергуються з металевими пластинами, які слугують зв'язкою при плавленні при високих температурах. При поворотах печі з новою, або зміненою під час ремонту, футерівкою іноді відбувається випадіння цегли, так як до розігріву печі пластини не зв'язують окремі їх між собою. Будівельна міцність такої кладки, як при звичайній температурі, так і при температурах служби вогнетривів, недостатня.

Пластини переходять в пластичний стан тільки поблизу робочої поверхні футерівки, а значить, скріплюють тільки частину вогнетривів. Крім того, цегляна кладка на пластинах не зв'язана з корпусом печі, тому інколи зміщається відносно нього.

Вивчення поведінки при нагріванні кладки на плоских залізних пластинах виявило, що її розширення не співпадає з розширенням самого вогнетриву. Таким чином, плоскі залізні пластини – поганий компенсатор для розширення вогнетривів. Особливе значення представляє вивчення та дослідження НДС футерівки і вогнетривів, що дозволять визначити умови, при яких виникають ефекти руйнування і сколювання вогнетривів, та дадуть можливість усунути причини що їх викликають, вибираючи відповідний спосіб укладання, товщину футерівки, число, ширину і порядок розміщення температурних швів. Вказані роботи, не зважаючи на їх велику актуальність, тільки починаються і вимагають серйозної уваги.

## **1.6 Висновки по розділу 1**

Враховуючи сучасний рівень математичного моделювання технологічних систем і процесів, актуальність і високу ефективність застосування обчислювальних експериментів з метою вдосконалення виробництва, основними напрямками дисертаційного дослідження обрано:

1. Розробка і числова реалізація математичної моделі та виконання розрахунків, для дослідження аеродинамічних процесів і руху дисперсійного середовища в вихрових циклонних теплообмінних апаратах.

2. Визначення розподілу аерозольних системи для розрахунку розділової здатності апарата на основі розрахунку швидкості, траєкторій руху та часу перебування дисперсійного середовища та дисперсних частинок в теплообміннику.

3. Розробка та числова реалізація математичної моделі для дослідження режимів переміщення частинок дисперсної фази в теплообміннику з урахуванням явища зіткнення з перешкодою, диспергування, врахування вторинного винесення, що дозволяє досліджувати особливості руху газів і матеріалу у вихровому потоці на траєкторію руху частинки при сепаруванні дисперсних фаз у теплообміннику.

4. Для визначення теплових балансів при дефіциті вихідних даних доцільно створити інші методи, що допускають застосування мінімуму вихідної інформації та



застосовування класичних методів її обробки на базі загальних технологічних залежностей. Розробка більш узагальнених математичних моделей технологічної системи для моделювання теплових процесів в обертових печах, що дозволять застосовувати їх як базовий комплекс при числовому моделюванні широкого кола процесів термообробки в обертових печах барабанного типу.

5. Розробити математичну модель, що включає синтез нелінійних аналітичних та числових методів розрахунку для комплексного опису типових процесів, що дозволить визначити такі важливі параметри як температуру газу, що відходить та втрати тепла в навколишнє середовище з врахуванням зміни товщини футерівки, продуктивності та інших факторів.

6. Розробити системну теорію, математичну модель і алгоритми розрахунку для дослідження НДС в обертових печах де система розглядається у взаємозв'язку та взаємозалежністю з вихідними даними, та конструктивними елементами в системі «матеріал - робоче середовище – футерівка – корпус - зовнішнє середовище».

7. Виконати аналіз стійкості футерівки обертової печі для дослідження механізму утворення тріщин та руйнування вогнетривів, з метою прогнозувати еволюцію розвитку процесів сколювання та руйнування вогнетривів футерівки для пошуку оптимальних конструктивних рішень, та технологічних режимів.

8. Аналіз теоретичних і експериментальних досліджень, виконаних для вивчення обертових випалювальних печей та теплових агрегатів, доводить доцільність розробки наукових основ для комплексного дослідження аеродинамічного, теплового та механічного стану високотемпературних енергоємних агрегатів, що дають можливість вирішувати проблеми вдосконалення технологій з метою пошуку раціональних технологічних режимів, конструктивних рішень і забезпечення стабільної роботи технологічного обладнання при роботі в цих режимах.

## 2 МОДЕЛЮВАННЯ АЕРОДИНАМІКИ ГАЗОВОГО ПОТОКУ

В розділі розглянуті та описані розроблені математичні моделі та алгоритми для дослідження руху дисперсійного середовища в вихрових циклонних апаратах. Використовувались рівняння Нав'є – Стокса в змінних Гельмгольца, з визначенням колової швидкості  $U_3$ , тиску, енергії. Приведені методики розрахунку, розроблена і числово реалізована математична модель. Отримані значення перевірені шляхом розв'язку контрольно-тестових задач.

### 2.1 Особливості руху дисперсійного середовища в циклонних теплообмінниках

У залежності від конкретних задач, для рішення яких використовується циклонний теплообмінник, існує велика кількість конструктивних рішень. У різних монографіях приведена велика кількість конструкцій і їхніх модифікацій. Незважаючи на різноманіття конструктивних рішень у загальному випадку циклонний теплообмінник (Рисунок 2.1) складається з циліндричної 2 і конічної 3 частин, у яких відбувається поділ потоків і речовин. Теплоносій подається через вхідний патрубок 1, встановлений тангенціально до циліндричної частини. Відвід продуктів здійснюється через випускную трубу 5 і пилувипускний отвір 4.

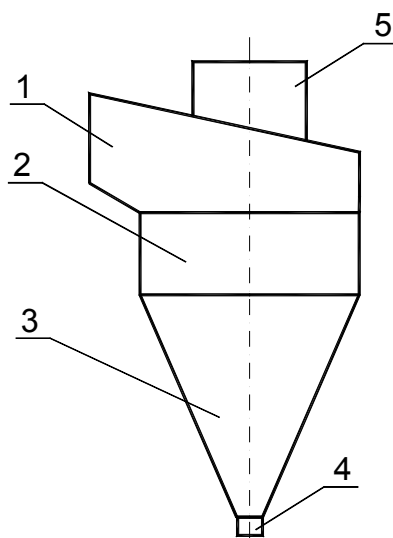


Рисунок 2.1 – Схема циклонного теплообмінника

Оброблюваний матеріал подається через вхідний патрубок 1. Тангенціальне підведення носія забезпечує закручення потоку в проточній частині циклонного теплообмінника. Наявність двох зливальних патрубків обумовлює виникнення двох протилежно спрямованих потоків. Зовнішній обертовий потік направляється до нижнього зливого патрубка. Внутрішній потік направлений до верхнього зливого патрубка. Крім цього в проточній частині циклона виникає тороїдальна рециркуляційна зона, симетрична щодо подовжньої осі циклона. Інтенсивність закрутки, кількісний розподіл потоків, розміри рециркуляційної зони залежать від геометричних розмірів циклона і режимних параметрів.

Використання вихрових апаратів у промислових технологіях зумовлено в першу чергу простотою реалізації відцентрового поля високої напруженості (при характерних для вихрових апаратів значеннях  $V_{\phi} = 10$  м/с і  $R = 0.1$  м відцентрове прискорення складає  $V_{\phi}/R = 10^3 \text{ м/с}^2 \approx 10^2 g$ ).

Уже на початковому етапі застосування вихрових апаратів у техніку були виявлені специфічні особливості їхньої аеродинаміки - істотне перевищення тангенціальних компонентів усереднених швидкостей над осьовими і радіальними компонентами, значні поперечні і малі подовжні градієнти статичного і повного тиску, неоднорідний характер турбулентності, неоднозначність режимів течії, ежекційний ефект в осьовій зоні закрученого потоку, прецесія вихрового ядра, ефект енергорозділення (ефект Ранка) і інші.

Аналіз численних експериментальних даних по аеродинаміці потоку в теплообміннику показує, що турбулентний закручений рух несущої середовища в цих апаратах має ряд важливих властивостей.

1. У зв'язку з тим, що лінійні швидкості у вихрових апаратах малі в порівнянні зі швидкістю звуку, а перепади тисків і температур малі па порівнянню з відповідними абсолютними значеннями  $p$  і  $T$ , фізичні параметри несучого середовища (щільність, в'язкість і ін.) практично не міняються по перетинах апарата. Для повітря, при характерних значеннях  $V_{ex} = 10$  м/с,  $\Delta p = 10^3 \text{ Па}$ , і при нормальних умовах на виході з пиловловлювача ( $p_0 = 10^5 \text{ Па}$ ,  $T_0 = 273 \text{ К}$ ), адіабатичний перепад температур в апараті складає усього лише  $0.003 T_0$ , а перепади щільності і в'язкості повітря - відповідно

$0.007p_0$  і  $0.005v_0$ . Так як указані перепади незначні, то це дозволяє розглядати газ у вихрових теплообмінниках обертових печей як нестисливе середовище, що має постійну молекулярну в'язкість.

2. Турбулентний закручений потік у розглянутих апаратах має виражену автомодельність полів відносних швидкостей і тисків по числу Рейнольдса. Цю важливу властивість мають не тільки закручені потоки, але і практично всі розвинені турбулентні течії, що характеризуються наявністю інтенсивних макроскопічних вихорів. Присутність твердих стінок робить автомодельність лише наближеною, але тим більш точною, чим вище швидкість течії, тому що тим меншу роль грають пристінні прикордонні шари, зв'язані з дією молекулярної в'язкості. При описі автомодельних турбулентних течій широко використовується гіпотеза постійної турбулентної в'язкості, що приводить до безрозмірних рівнянь Нав'є - Стокса, у яких головним параметром є турбулентне число Рейнольдса.

3. Рух несучого середовища у вихрових апаратах характеризується малими осьовими градієнтами тангенціальної швидкостей  $\partial v_\phi / \partial z$ . Ця властивість особливо виявляється в апаратах зворотно-потокового типу (у циклонних теплообмінниках, циклонах, гідроциклонах, пиловловлювачах із зустрічними закрученими потоками й ін.). У таких апаратах оболонки рівних тангенціальних швидкостей мають майже циліндричну форму внаслідок того, що вирівнюванню закручення уздовж осі апарата тут сприяє зустрічний рух спадного і висхідного потоків газу. Вказана особливість дає можливість, при розрахунку зворотно-потокових і відносно коротких прямоточних вихрових апаратів, прийняти допущення  $\partial v_\phi / \partial z \cong 0$ . Що дозволяє розглядати ці задачі як симетричні відносно вісі, та вирішувати задачі в змінних Гельмгольца.

## **2.2. Моделювання процесів руху дисперсійного середовища.**

### **2.2.1. Рівняння руху і енергії**

Числове дослідження руху рідини можна проводити на підставі диференціального рівняння Нав'є - Стокса. Це рівняння слідує з рівняння переносу імпульса, якщо в нього підставити вираження для тензора в'язких напружень з

урахуванням об'ємної в'язкості

$$\frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial\tau} + \nabla(\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \{ \mu [\nabla\vec{v}] + (\nabla\vec{v}_c) \} + \nabla \left[ \left( \chi - \frac{2}{3}\mu \right) (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho\vec{F} \right], \quad (2.1)$$

де  $\rho$  - густина,  $p$  - тиск;  $\mu$  - динамічна в'язкість,  $\chi$  - об'ємна в'язкість;  $\vec{v}$  - лінійна швидкість руху середовища,  $\vec{F}$  - вектор масових сил, діючих на одиницю маси речовини.

У випадку нестискуваної рідини ( $\rho = \text{const}$ ),  $\nabla \cdot \vec{v} = 0$  рівняння запишеться в вигляді:

$$\frac{\partial\vec{v}}{\partial\tau} + \nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nabla \cdot \{ \nu [\nabla\vec{v} + (\nabla\vec{v}_c)] \} + \vec{F}, \quad (2.2)$$

де  $\nu = \mu/\rho$  - кінематична в'язкість.

Якщо  $\mu = \text{const}$ , то з урахуванням співвідношення  $\nabla \cdot [(\nabla\vec{v}_c)] = \nabla(\nabla \cdot \vec{v}) = 0$  рівняння Нав'є - Стокса прийме вигляд:

$$\frac{\partial\vec{v}}{\partial\tau} + \nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \vec{v} + \vec{F}. \quad (2.3)$$

Рівняння (2.3) є класичною формою рівняння Нав'є - Стокса, що використовується в механіці рідини і газу.

Для рішення задачі про рух оброблюваного в перетині апарату матеріалу розглядаються двовірні стаціонарні рівняння.

Відомо, що числові дослідження двовірних стаціонарних рівнянь руху рідини можна робити в динамічних змінних (компоненти швидкості), або в змінних Гельмгольца (завихоренність, функція току). При цьому рівняння дифузії і енергії в першому і в другому випадках залишаються без змін.

Для рішення задачі скористуємось системою рівнянь руху рідини Гельмгольца. В цих змінних міститься на одне рівняння менш, ніж в динамічних - явно не міститься тиск  $P$ , що може бути визначений з рівняння Нав'є - Стокса. Система рівнянь в змінних Гельмгольца зручна для проведення розрахунку, коли в краєвих умовах не міститься тиску. Інша перевага полягає в однотипності всіх рівнянь, що особливо важливо при реалізації рішення на компютерах.

Побудуємо математичну модель двовірної стаціонарної течії вязкої рідини в криволінійній неортогональній системі координат  $x^1, x^2, x^3$ . Вважаємо, що

компоненти вектору швидкості  $u_1, u_2, u_3$  і густина  $\rho$  залежать тільки від координат  $x^1, x^2$ . Стаціонарне рівняння Нав'є - Стокса для рідини, що стискається, при постійній динамічній в'язкості  $\mu$  має вигляд:

$$\rho(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + (\mu/3 + \chi) \nabla(\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \vec{F}; \quad (2.4)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0. \quad (2.5)$$

Щоб перейти до змінних Гельмгольца, скористуємось векторними тотожностями.

$$(\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = \nabla(\vec{v}^2 / 2) - \vec{v} \times (\nabla \times \vec{v});$$

$$\nabla^2 \vec{v} = \nabla(\nabla \cdot \vec{v}) - \nabla \times \nabla \times \vec{v}.$$

Тоді рівняння (2.4) запишеться наступним чином:

$$\rho \nabla(\vec{v}^2 / 2) - \rho \vec{v} \times (\nabla \times \vec{v}) = -\nabla p - \mu \nabla \times \nabla \times \vec{v} + (4\mu/3 + \chi) \nabla(\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \vec{F}. \quad (2.6)$$

Застосуємо оператор ротор до обох частин рівності (2.6). Враховуючи, що  $\nabla \times (\nabla f) = 0$  для довільної функції, отримаємо:

$$\nabla \times (\rho \nabla K) - \nabla \times (\rho \vec{v} \times \vec{\omega}) = -\mu \nabla \times \nabla \times \vec{\omega} + \nabla \times (\rho \vec{F}), \quad (2.7)$$

де  $K = \vec{v}^2 / 2$  питома інтенсивна енергія;  $\vec{\omega} = \nabla \times \vec{v}$  вектор завихореності.

Використовуючи тотожність

$$\nabla \times (\rho \nabla K) = \rho \nabla \times (\nabla K) + (\nabla \rho) \times (\nabla K) = (\nabla \rho) \times (\nabla K)$$

перетворимо рівняння (2.7) до вигляду:

$$-\nabla \times (\rho \vec{v} \times \vec{\omega}) + (\nabla p) \times (\nabla K) = \mu \nabla \times \nabla \times \vec{\omega} + \nabla \times (\rho \vec{F}) \quad (2.8)$$

В двовірному випадку немає необхідності робити подальші перетворення, бо в вхідній системі рівнянь основними змінними є  $\omega_3$ -проекція вектору завихореності на вісь  $x^3$ , функція току  $\psi$  і компонент швидкості  $u_3$ .

Рівняння для **завихореності**  $\omega_3$  отримаємо, множачи скалярно вираз (2.8) на вектор  $\vec{\ell}_3$  [118].

Отримаємо

$$\nabla \cdot \left( \rho \vec{v} \frac{\omega_3}{H_3} \right) = \mu \nabla \cdot \left[ \frac{1}{H_3^2} \nabla (H_3 \omega_3) \right] + \frac{1}{H_3} \vec{\ell}_3 \cdot \left[ \nabla \left( \frac{\rho v_3^2}{H_3} \right) \times \nabla H_3 + \nabla K \times \nabla \rho + \nabla \times (\rho \vec{F}) \right]. \quad (2.9)$$

Рівняння для **функції току** визначаються з рівняння нерозривності (2.5). З

нього витікає, що вектор  $\rho \vec{v}$  є соленоїдальним, тобто існує векторний потенціал, при використанні якого рівняння нерозривності задовольняється тотожно.

В двовірному стаціонарному випадку завжди можна ввести тотожно функцію току, що задовольнить рівнянням нерозривності. Множачи скалярно рівняння завихореності на вектор  $\vec{\ell}_3$ , маємо:

$$\vec{\omega} \cdot \vec{\ell}_3 = \vec{\ell}_3 \cdot (\nabla \times \vec{v}).$$

В координатній формі воно буде мати вигляд:

$$\frac{g_{33}}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial v_1}{\partial x^2} - \frac{\partial v_2}{\partial x^1} \right) + \omega_3 = 0.$$

Якщо ввести функцію току шляхом співвідношення

$$v^1 = \frac{1}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial x^2}; \quad v^2 = - \frac{1}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial x^1}; \quad (2.10)$$

то отримаємо рівняння для визначення функції току. В векторній формі це рівняння запишеться так

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{\rho \sqrt{g}} \nabla \psi \right) + \omega_3 = 0. \quad (2.11)$$

При математичному моделюванні руху рідини в специфічних апаратах промисловості будматеріалів (циклони, сепаратори, класифікатори та ін.) часто виникають двовірні задачі, в яких ці функції залежать тільки від координат  $x_1$  і  $x_2$ , а вектор швидкості  $\vec{v}$  має три відмінні від нуля компоненти  $v_1, v_2, v_3$ . Тому представляє інтерес дослідження вісесиметричного закрученого потоку. **Рівняння для  $v_3$**  отримаємо, множачи скалярно вираз (2.6) на вектор  $\vec{\ell}_3$  з урахуванням незалежності розподілу скалярних параметрів від  $x_3$

$$-\vec{\ell}_3 \cdot [\rho \vec{v} \times (\nabla \times \vec{v})] = -\frac{1}{H_3} \frac{\partial p}{\partial x_3} - \mu \vec{\ell}_3 \cdot (\nabla \times \nabla \times \vec{v}) + p \vec{F}_3 \quad (2.12)$$

В рівнянні (2.12) збережений член  $\partial p / \partial x_3$ , тобто є процеси, в математичних моделях яких тиск залежить лінійно від  $x_3$ , а  $\partial p / \partial x_3$  - відома функція.

Далі, слідуючи [118] остаточно отримаємо

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} H_3 v_3) = \mu \nabla \cdot \left[ H_3^2 \nabla \left( \frac{v_3}{H_3} \right) \right] + 2\mu H_3 v_3 \nabla^2 (\ell_n H_3) - \frac{\partial p}{\partial x_3} + H_3 \rho F_3. \quad (2.13)$$

В рівнянні (2.13) друга складова перетворюється в нуль, якщо  $\ell_n H_3$  представляє собою гармонійну функцію координат  $X_1, X_2$ , що справедливо для площинних і вісесиметричних потоків.

Більшість технологічних процесів і виробництв будівельних матеріалів зв'язано з використанням тепла. В одних випадках тепловий вплив на матеріал застосовується для придання матеріалу визначених технологічних властивостей. В інших - тепловий вплив є головним і навіть єдиним технологічним процесом, що забезпечує перетворення вихідної сировини в закінчений продукт.

Багато технологічних і експлуатаційних властивостей машин і апаратів будівельної індустрії, що використовуються для виготовлення матеріалу та конструкцій, значною мірою залежать від раціонального режиму теплової обробки при використанні відповідного устаткування. Ці ж фактори визначають і економічні показники технології.

Велика кількість різних видів будівельних матеріалів і методів їхнього виробництва визначають різноманіття форм використання тепла, температурних режимів і часу теплового впливу.

Для моделювання теплового впливу на матеріал, скористаємося **рівнянням енергії**. Якщо рідина є однокомпонентною, то рівняння має вид:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\vec{v} u) = \nabla \cdot \left( \frac{\lambda}{\rho} \nabla T \right) + \nu \Phi_v. \quad (2.14)$$

При постійній теплоємності  $u = cT + u^0$  рівняння (2.11) запишеться

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\vec{v} T) = \nabla \cdot (a \nabla T) + \frac{\nu}{c} \Phi_v, \quad (2.15)$$

де  $a = \lambda / c\rho$  - температуропровідність рідини,

$\Phi_v$  - дисипативна функція Релея, що є тепловий еквівалент механічної потужності, витраченої в процесі деформації рідини унаслідок в'язкості.

Дисипативну функцію можна визначити з залежності



$$\Phi_v = 2\nabla \cdot (\vec{v} \cdot \nabla \vec{v}) + \vec{\omega}^2$$

Однак у багатьох випадках в'язкою дисипацією можна зневажити. [82, 118, 119]. Тоді при  $a=\text{const}$  у (2.15) рівняння спроститься і прийме вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\vec{v} T) = f \nabla^2 T. \quad (2.16)$$

У задачах про теплообмін у багатокомпонентних середовищах найбільше часто використовують дифузійне наближення. При цьому дифузійні швидкості враховуються тільки в рівняннях компонентної дифузії й у вираженнях для дифузійного потоку енергії. Вплив складу суміші враховується за допомогою фізико-хімічних параметрів, таких як в'язкість, теплопровідність і теплоємність, а також рівняннями стану.

2.2.2. Рівняння завихореності в тензорній формі для криволінійної неортогональної системи координат.

Рівняння завихореності у векторній формі має вигляд:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \left( \rho \vec{v} \frac{\omega_3}{H_3} \right) &= \mu \nabla \cdot \left[ \frac{1}{H_3^2} \nabla (H_3 \omega_3) \right] + \\ &\frac{1}{H_3} \vec{\ell}_3 \cdot \left[ \nabla \left( \frac{\rho v_3^2}{H_3} \right) \times \nabla H_3 + \nabla K \times \nabla p + \nabla \times (p \vec{F}) \right]. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Побудуємо математичну модель для двомірної стаціонарної течії рідини в криволінійній неортогональній системі координат  $X_1, X_2, X_3$ .

Для лівої частини рівняння (2.17) виконаємо наступні перетворення:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \left( \rho \vec{v} \frac{\omega_3}{H_3} \right) &= \vec{\ell}^m \cdot \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \rho v^n \vec{\ell}_n \frac{\omega_3}{H_3} \right) = \delta_n^m \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \rho v^n \frac{\omega_3}{H_3} \right) + \vec{\ell}^m \cdot \frac{\partial \vec{\ell}_n}{\partial x^m} \left( \rho v^n \frac{\omega_3}{H_3} \right) = \\ &= \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \rho v^m \frac{\omega_3}{H_3} \right) + \Gamma_{mn}^m \rho v^n \frac{\omega_3}{H_3} = \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \rho v^m \frac{\omega_3}{H_3} \right) + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial \sqrt{g}}{\partial x^m} \rho v^m \frac{\omega_3}{H_3} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \rho v^m \sqrt{g} \frac{\omega_3}{H_3} \right), \end{aligned} \quad (2.18)$$

де -  $\vec{\ell}^m, \vec{\ell}_n$  - базисний координатний вектор;  $\sqrt{g}$  - коефіцієнт об'єму;  $\delta_n^m$  - символ Кронекера;  $\Gamma_{mn}^m$  - символ Кристофеля 2 роду.

Однак, при рішенні задачі в змінних Гельмгольца зручніше визначити  $\nabla \cdot (\rho \vec{v} \omega_3 / H_3)$  через функцію току  $\psi$ . Підставивши значення компонент швидкості

(2.11), отримаємо:

$$\nabla \cdot \left( \rho \vec{v} \frac{\omega_3}{H_3} \right) = \varepsilon^{3mn} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \frac{\tilde{\omega}_3}{H_3} \right) \frac{\partial \psi}{\partial x^n}, \quad (2.19)$$

де  $\tilde{\omega}_3 = \omega_3 / H_3$ ;  $\varepsilon^{3mn}$  - тензор Леві-Чівітта.

Перетворюючи перший член правої частини (2.17), отримаємо:

$$\begin{aligned} \mu \nabla \cdot \left[ \frac{1}{H_3^2} \nabla (H_3 \omega_3) \right] &= \mu \nabla \cdot \left\{ \frac{1}{H_3^2} \left[ \vec{\ell}^m \frac{\partial}{\partial x^m} (H_3 \omega_3) \right] \right\} = \\ &= \mu \nabla \cdot \left\{ \frac{1}{H_3^2} \left[ \vec{\ell}_k g^{km} \frac{\partial}{\partial x^m} (H_3 \omega_3) \right] \right\} = \nabla \cdot \left[ \frac{\mu}{H_3^2} \vec{\ell}_k g^{km} \frac{\partial}{\partial x^m} (H_3 \omega_3) \right] = \\ &= \delta_k^m \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ \frac{\mu}{H_3^2} g^{kn} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) \right] + \vec{\ell}^m \frac{\partial \vec{\ell}_k}{\partial x^m} \left[ \frac{\mu}{H_3^2} g^{kn} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) \right] = \\ &= \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ \frac{\mu}{H_3^2} g^{mn} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) \right] + \Gamma_{mk}^m \frac{\mu}{H_3^2} g^{kn} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) = \\ &= \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ \frac{\mu}{H_3^2} g^{mn} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) \right] + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial \sqrt{g}}{\partial x^k} \frac{\mu}{H_3^2} g^{kn} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) = \\ &= \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ \frac{\mu}{H_3^2} g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) \right]. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Другий член правої частини рівняння (2.17) в тензорній формі буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{1}{H_3} \vec{\ell}_3 \cdot \left[ \nabla \left( \frac{\rho v_3^2}{H_3} \right) \times \nabla H_3 + \nabla K \times \nabla \rho + \nabla \times (\rho \vec{F}) \right] &= \\ = \varepsilon^{3\alpha\beta} \left( \frac{\partial}{\partial x^\alpha} \left( \frac{\rho \tilde{v}_3^2}{H_3} \right) \frac{\partial H_3}{\partial x^\beta} + \frac{\partial}{\partial x^\alpha} \left( \frac{\tilde{v}^2}{2} \right) \frac{\partial \rho}{\partial x^\beta} + \frac{\partial \rho F_\beta}{\partial x^\alpha} \right); \quad \alpha=1,2 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Таким чином рівняння (2.17) можливо представити в тензорній формі:

$$\begin{aligned} \varepsilon^{3mn} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \frac{\tilde{\omega}_3}{H_3} \right) \frac{\partial \varphi}{\partial x^n} &= \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ \frac{\mu}{H_3^2} g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial}{\partial x^n} (H_3 \omega_3) \right] + \\ &= \varepsilon^{3mn} \left( \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \frac{\rho \tilde{v}_3^2}{H_3} \right) \frac{\partial H_3}{\partial x^n} + \frac{\partial H_3}{\partial x^m} \left( \frac{\tilde{v}^2}{2} \right) \frac{\partial \rho}{\partial x^n} + \frac{\partial \rho F_n}{\partial x^m} \right) \end{aligned} \quad (2.22)$$

В координатній формі для площини, рівняння для визначення завіхореності (2.18) запишеться наступним чином

$$\begin{aligned}
& \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^1} \left( \rho \frac{\sqrt{g} v^i \tilde{\omega}_3}{H_3} \right) = \\
& = \frac{\mu}{\sqrt{g}} \left[ \frac{\partial(H_3 \tilde{\omega}_3)}{\partial x^1} \cdot \frac{\partial}{\partial x^1} \frac{g^{11} \sqrt{g}}{H_3^2} + \frac{g^{11} \sqrt{g}}{H_3^2} \cdot \frac{\partial^2(H_3 \tilde{\omega}_3)}{(\partial x^1)^2} + \right. \\
& \quad + \frac{\partial(H_3 \tilde{\omega}_3)}{\partial x^1} \cdot \frac{\partial}{\partial x^2} \frac{g^{12} \sqrt{g}}{H_3^2} + \frac{g^{12} \sqrt{g}}{H_3^2} \cdot \frac{\partial^2(H_3 \tilde{\omega}_3)}{\partial x^1 \partial x^2} + \\
& \quad + \frac{\partial(H_3 \tilde{\omega}_3)}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial}{\partial x^1} \frac{g^{21} \sqrt{g}}{H_3^2} + \frac{g^{21} \sqrt{g}}{H_3^2} \cdot \frac{\partial^2(H_3 \tilde{\omega}_3)}{\partial x^2 \partial x^1} + \\
& \quad \left. + \frac{\partial(H_3 \tilde{\omega}_3)}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial}{\partial x^2} \frac{g^{22} \sqrt{g}}{H_3^2} + \frac{g^{22} \sqrt{g}}{H_3^2} \cdot \frac{\partial^2(H_3 \tilde{\omega}_3)}{(\partial x^2)^2} \right] + \\
& \quad + \frac{1}{\sqrt{g}} \left[ \frac{\partial}{\partial x^1} \left( \frac{\rho \tilde{v}_3^2}{H_3} \right) \cdot \left( \frac{\partial H_3}{\partial x^2} \right) - \frac{\partial}{\partial x^2} \left( \frac{\rho \tilde{v}_3^2}{H_3} \right) \cdot \left( \frac{\partial H_3}{\partial x^1} \right) + \right. \\
& \quad \left. + \frac{\partial}{\partial x^1} \left( \frac{\tilde{v}^2}{2} \right) \frac{\partial \rho}{\partial x^2} - \frac{\partial}{\partial x^2} \left( \frac{\tilde{v}^2}{2} \right) \frac{\partial \rho}{\partial x^1} + \frac{\partial(\rho F_2)}{\partial x^1} - \frac{\partial(\rho F_1)}{\partial x^2} \right]
\end{aligned} \tag{2.23}$$

де

$$\begin{aligned}
\tilde{v}_3 &= v_3 / H_3; & \tilde{\omega} &= \omega_3 / H_3; \\
\tilde{v} &= (v^1)^2 g_{11} + (v^2)^2 g_{22} + 2v^1 v^2 \cdot g_{12};
\end{aligned}$$

$g^{ij}(g_{ij})$ -контрваріантні (коваріантні) компоненти метричного тензора в V-об'ємі (початковому об'ємі).

### 2.2.3. Рівняння функції току

Перетворюючи рівняння функції току (2.11) до тензорної форми запису і виходячи з тих же позицій як під час виводу формули (3.20), можемо записати:

$$\nabla \cdot \left( \frac{1}{\sqrt{g} \rho} \nabla \psi \right) + \omega_3 = \frac{g_{33}}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \frac{g^{mn} \sqrt{g}}{g_{33} \rho} \frac{\partial \psi}{\partial x^n} \right) + \omega_3 = 0,$$

або

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^n} \left( \frac{g^{mn} \sqrt{g}}{\rho H_3^2} \frac{\partial \psi}{\partial x^n} \right) + \frac{\tilde{\omega}_3}{H_3} = 0, \tag{2.24}$$

де  $\tilde{\omega}_3 = \omega_3 / H_3$ ;  $H_i$  - коефіцієнти Ляме при  $i = 1, 2, 3$ .

Залежність між функцією току і швидкістю визначається з виразу:

$$v^1 = \frac{1}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial x^2}; \quad v^2 = - \frac{1}{\rho \sqrt{g}} \frac{\partial \psi}{\partial x^1}. \tag{2.25}$$

#### 2.2.4 Рівняння швидкості по $v_3$

Враховуючи, що при дослідженні руху в площинній або вісесиметричній постановці другий і третій члени правої частини рівняння (2.17) обертаються на нуль, отримаємо вираз:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} H_3 v_3) = \mu \nabla \cdot \left[ H_3^2 \nabla \left( \frac{v_3}{H_3} \right) \right] + H_3 \rho F_3. \quad (2.26)$$

В тензорній формі, по аналогії з рівняннями (3.21) і (3.23), можемо записати:

$$\varepsilon^{3mn} \frac{\partial}{\partial x^m} (H_3^2 \tilde{v}_3) \frac{\partial \psi}{\partial x^n} = \frac{\mu}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ (g^{mn} \sqrt{g} H_3^2) \frac{\partial \tilde{v}_3}{\partial x^n} \right] + H_3 \rho F_3, \quad (2.27)$$

де  $\tilde{v}_3 = v_3 / H_3$

#### 2.2.5 Рівняння енергії

Рівняння енергії виведене в (2.16) має вид:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\vec{v} T) = a \nabla^2 T. \quad (2.28)$$

Розглянемо рішення для косокутної не ортогональної системи координат. Другий член лівої частини рівняння (2.28) перетвориться в такий спосіб:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot (\vec{v} T) &= \vec{\ell}^m \cdot \frac{\partial}{\partial x^m} (v^n \vec{\ell}_n T) = \delta_n^m \frac{\partial}{\partial x^m} (v^n T) + \vec{\ell}^m \cdot \frac{\partial \vec{\ell}_n}{\partial x^m} (v^n T) = \\ &= \frac{\partial}{\partial x^m} (v^m T) + \delta_{mn}^m v^n T = \frac{\partial}{\partial x^m} (v^m T) + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial \sqrt{g}}{\partial x^m} v^m T = \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (v^m \sqrt{g} T) \end{aligned} \quad (2.29)$$

Перетворюючи перший член правої частини отримаємо:

$$\begin{aligned} \nabla \cdot \left( \frac{\lambda}{\rho} \nabla T \right) &= \nabla \cdot \left\{ \frac{\lambda}{\rho} \left[ \vec{\ell}^m \frac{\partial}{\partial x^m} (T) \right] \right\} = \\ &= \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ \frac{\lambda}{\rho} g^{mn} \frac{\partial}{\partial x^n} (T) \right] + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial \sqrt{g}}{\partial x^m} \frac{\lambda}{\rho} g^{mn} \frac{\partial}{\partial x^n} (T) = \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ \frac{\lambda}{\rho} g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial T}{\partial x^n} \right] \end{aligned} \quad (2.30)$$

де

$\vec{\ell}^m, \vec{\ell}_n$  - базисний координатний вектор;

$\delta_n^n$  - символ Кронекера;

$g$  - третій інваріант метричного тензора;

$g^{ij}, \sqrt{g}$  - метричні тензори;

$\Gamma_{km}^i$  - символи Кристофеля вираховуються по формулі:

$$\Gamma_{km}^i = \frac{1}{2} g^{is} \left( \frac{\partial g_{ks}}{\partial x^m} + \frac{\partial g_{ms}}{\partial x^k} - \frac{\partial g_{km}}{\partial x^s} \right);$$

індекси для тривимірної системи координат приймають значення 1,2,3.

Таким чином рівняння (2.28) буде мати вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (\nu^m T \sqrt{g}) = \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( a g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial T}{\partial x^n} \right). \quad (2.31)$$

Другий член лівої частини рівняння можна привести до вигляду:

$$\frac{\partial}{\partial x^m} (\nu^m T \sqrt{g}) = \frac{\partial}{\partial x^1} (\nu^1 \sqrt{g} T) + \frac{\partial}{\partial x^2} (\nu^2 \sqrt{g} T) + \frac{\partial}{\partial x^3} (\nu^3 \sqrt{g} T). \quad (2.32)$$

Праву частину можна записати:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x^m} \left( a g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial T}{\partial x^n} \right) = \\ & \frac{\partial}{\partial x^1} \left( a g^{11} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^1} + a g^{11} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial (x^1)^2} + \frac{\partial}{\partial x^1} \left( a g^{12} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^2} + a g^{12} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial x^1 \partial x^2} + \\ & \frac{\partial}{\partial x^1} \left( a g^{13} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^3} + a g^{13} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial x^1 \partial x^3} + \frac{\partial}{\partial x^2} \left( a g^{21} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^1} + a g^{21} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial x^1 \partial x^2} + \\ & \frac{\partial}{\partial x^2} \left( a g^{22} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^2} + a g^{22} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial (x^2)^2} + \frac{\partial}{\partial x^2} \left( a g^{23} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^3} + a g^{23} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2 \partial x^3} + \\ & \frac{\partial}{\partial x^3} \left( a g^{31} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^1} + a g^{31} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial x^3 \partial x^1} + \frac{\partial}{\partial x^3} \left( a g^{32} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^2} + a g^{32} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial x^3 \partial x^2} + \\ & \frac{\partial}{\partial x^3} \left( a g^{33} \sqrt{g} \right) \frac{\partial T}{\partial x^3} + a g^{33} \sqrt{g} \frac{\partial^2 T}{\partial (x^3)^2}; \end{aligned} \quad (2.33)$$

Для ортогональної системи координат праву частину можна записати:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x^m} \left( a g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial T}{\partial x^n} \right) = \\ & = \frac{\partial}{\partial x^1} \left( a \frac{H_2 H_3}{H_1} \frac{\partial T}{\partial x^1} \right) + \frac{\partial}{\partial x^2} \left( a \frac{H_1 H_3}{H_2} \frac{\partial T}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial}{\partial x^3} \left( a \frac{H_1 H_2}{H_3} \frac{\partial T}{\partial x^3} \right) \end{aligned} \quad (2.34)$$

Відповідно

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x^1} \left( a \frac{H_2 H_3}{H_1} \right) \frac{\partial T}{\partial x^1} + a \frac{H_2 H_3}{H_1} \frac{\partial^2 T}{\partial (x^1)^2} + \frac{\partial}{\partial x^2} \left( a \frac{H_1 H_3}{H_2} \right) \frac{\partial T}{\partial x^2} + a \frac{H_1 H_3}{H_2} \frac{\partial^2 T}{\partial (x^2)^2} + \\ & \frac{\partial}{\partial x^3} \left( a \frac{H_1 H_2}{H_3} \right) \frac{\partial T}{\partial x^3} + a \frac{H_1 H_2}{H_3} \frac{\partial^2 T}{\partial (x^3)^2}; \end{aligned} \quad (2.35)$$

де  $H_1, H_2, H_3$  – коефіцієнти Ляме.

З використанням функції току

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + \varepsilon^{3mn} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \frac{T}{\rho} \right) \frac{\partial \psi}{\partial x^n} = \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( a g^{mn} \frac{\partial T}{\partial x^n} \sqrt{g} \right). \quad (2.36)$$

де  $\varepsilon^{3mi}$  – тензор Леві-Чивіта.

## 2.2.6 Рівняння тиску

При використанні в залежних змінних завихореності та функції току тиск потрібно знайти окремо, так як явно він в рівняннях не фігурує. Однак, після того як поле швидкостей знайдене, значення тиску може бути розраховано.

Найбільш просто тиск можна визначити з рівнянь імпульсу і якщо розглядати їх як звичайні диференціальні рівняння відносно  $p$ . Такий метод досить ефективний поблизу тих областей, де тиск відомий, наприклад поблизу області не вихрової течії, і якщо просторові градієнти тиску невеликі. Формула для визначення тиску має вигляд:

$$\Delta^2 p = \Delta \cdot (\rho \vec{v} \times \vec{\Omega}) - \Delta \left[ \rho \Delta \left( \frac{\vec{v}^2}{2} \right) \right] + \left( \frac{4}{3} \mu + \chi \right) \Delta^2 (\Delta \cdot \vec{v}) + \Delta (\rho \vec{F}), \quad (2.37)$$

де

$p$  – тиск;

$\vec{v}$  – вектор швидкості;

$\rho$  – густина;

$\mu$  – динамічна в'язкість;

$\chi$  – об'ємна в'язкість;

$\vec{F}$  – вектор сил.

Члени рівняння (2.37) можуть бути представлені у наступному вигляді

$$\Delta^2 p = g^{mn} \frac{\partial^2 p}{\partial x^m \partial x^n} \quad (2.38)$$

Перший член правої частини рівняння (2.37)

$$\Delta (\rho \vec{v} \times \vec{\Omega}) = \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (\sqrt{g} \alpha^m) \quad (2.39)$$

де

$$\alpha^1 = \rho \sqrt{g} (v^2 \Omega^3 - v^3 \Omega^2), \quad \alpha^2 = \rho \sqrt{g} (v^3 \Omega^1 - v^1 \Omega^3), \quad \alpha^3 = \rho \sqrt{g} (v^1 \Omega^2 - v^2 \Omega^1);$$

$$\Omega^1 = \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial v_3}{\partial x^2} - \frac{\partial v_2}{\partial x^3} \right), \quad \Omega^2 = \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial v_1}{\partial x^3} - \frac{\partial v_3}{\partial x^1} \right), \quad \Omega^3 = \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial v_2}{\partial x^1} - \frac{\partial v_1}{\partial x^2} \right).$$

Враховуючи, що для вісесиметричної задачі  $\frac{\partial}{\partial x^3} = 0$ , тому останні рівняння

мають вигляд:

$$\Omega^1 = \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial v_3}{\partial x^2} \right), \quad \Omega^2 = \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial v_1}{\partial x^3} \right), \quad \Omega^3 = \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial v_2}{\partial x^1} \right).$$

Другий член правої частини рівняння (2.37)

$$\Delta \left[ \rho \Delta \left( \frac{\vec{v}^2}{2} \right) \right] = \frac{1}{2\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \rho g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial (v^i v_i)}{\partial x^n} \right) \quad (2.40)$$

Третій член правої частини рівняння (2.37)

$$\Delta^2 (\Delta \cdot \vec{v}) = \Delta^2 \left[ \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^i} (\sqrt{g} v^i) \right] = g^{mn} \frac{\partial^2}{\partial x^m \partial x^n} \left[ \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^i} (\sqrt{g} v^i) \right] \quad (2.41)$$

Слід зазначити, що для нестислої рідини  $\left( \frac{4}{3} \mu + \chi \right) \Delta^2 (\Delta \cdot \vec{v}) = 0$ .

Четвертий член правої частини рівняння (2.37)

$$\Delta \cdot (\rho F) = \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (\rho F^m \sqrt{g}) \quad (2.42)$$

Загальний вид формули тиску, з врахуванням (2.38)– (2.42) буде:

$$\begin{aligned} g^{mn} \frac{\partial^2 p}{\partial x^m \partial x^n} &= \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (\sqrt{g} \alpha^m) - \frac{1}{2\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \rho g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial v^i v_i}{\partial x^n} \right) + \\ &+ \left( \frac{4}{3} \mu + \chi \right) g^{mn} \frac{\partial^2}{\partial x^m \partial x^n} \left[ \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^i} (\sqrt{g} v^i) \right] + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (\rho F^m \sqrt{g}) \end{aligned} \quad (2.43)$$

Після підстановки та перетворень, вираження для розрахунку тиску в координатній формі прийме вигляд:

$$\begin{aligned} g^{11} \frac{\partial^2 p}{(\partial x^1)^2} + 2g^{12} \frac{\partial^2 p}{\partial x^1 \partial x^2} + g^{22} \frac{\partial^2 p}{(\partial x^2)^2} &= \rho \frac{1}{\sqrt{g}} \left\{ \left( \frac{\partial v_2}{\partial x^1} - \frac{\partial v_1}{\partial x^2} \right) \right\} \cdot \left[ \frac{\partial (\sqrt{g} v^2)}{\partial x^1} + \frac{\partial (\sqrt{g} v^1)}{\partial x^2} \right] + \\ &+ \sqrt{g} v^2 \left[ \frac{\partial^2 v_2}{(\partial x^1)^2} - \frac{\partial^2 v_1}{\partial x^1 \partial x^2} \right] + \sqrt{g} v^1 \left[ \frac{\partial^2 v_1}{(\partial x^2)^2} - \frac{\partial^2 v_2}{\partial x^1 \partial x^2} \right] + \\ &+ \sqrt{g} v^3 \left[ \frac{\partial^2 v_3}{(\partial x^2)^2} - \frac{\partial^2 v_3}{(\partial x^1)^2} \right] + \frac{\partial (\sqrt{g} v^3)}{\partial x^1} \cdot \frac{\partial v_3}{\partial x^1} + \frac{\partial (\sqrt{g} v^3)}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial v_3}{\partial x^2} - \end{aligned} \quad (2.44)$$

$$\begin{aligned}
& -\rho \frac{1}{\sqrt{g}} \left\{ \left[ \frac{\partial(v^1 v_1)}{\partial x^1} + \frac{\partial(v^2 v_2)}{\partial x^1} + \frac{\partial(v^3 v_3)}{\partial x^1} \right] \cdot \left[ \frac{\partial(g^{11} \sqrt{g})}{\partial x^1} + \frac{\partial(g^{12} \sqrt{g})}{\partial x^2} \right] + \right. \\
& \quad \left. + \left[ \frac{\partial(v^1 v_1)}{\partial x^2} + \frac{\partial(v^2 v_2)}{\partial x^2} + \frac{\partial(v^3 v_3)}{\partial x^2} \right] \cdot \left[ \frac{\partial(g^{12} \sqrt{g})}{\partial x^1} + \frac{\partial(g^{12} \sqrt{g})}{\partial x^2} \right] + \right. \\
& \quad g^{11} \sqrt{g} \left[ \frac{\partial^2(v^1 v_1)}{(\partial x^1)^2} + \frac{\partial^2(v^2 v_2)}{(\partial x^1)^2} + \frac{\partial^2(v^3 v_3)}{(\partial x^1)^2} \right] + 2g^{12} \sqrt{g} \left[ \frac{\partial^2(v^1 v_1)}{\partial x^1 \partial x^2} + \frac{\partial^2(v^2 v_2)}{\partial x^1 \partial x^2} + \frac{\partial^2(v^3 v_3)}{\partial x^1 \partial x^2} \right] + \\
& \quad \left. + g^{22} \sqrt{g} \left[ \frac{\partial^2(v^1 v_1)}{(\partial x^2)^2} + \frac{\partial^2(v^2 v_2)}{(\partial x^2)^2} + \frac{\partial^2(v^3 v_3)}{(\partial x^2)^2} \right] \right\} + \\
& \quad + \left( \frac{4}{3} \mu + \chi \right) \left[ \left( \frac{\partial g^1}{\partial x^1} + \frac{\partial g^2}{\partial x^2} \right) \cdot \left( g^{11} \frac{\partial^2 \gamma}{(\partial x^1)^2} + 2g^{12} \frac{\partial^2 \gamma}{\partial x^1 \partial x^2} + g^{22} \frac{\partial^2 \gamma}{(\partial x^2)^2} \right) + \right. \\
& \quad + 2 \left( g^{11} \frac{\partial \gamma}{\partial x^1} + g^{12} \frac{\partial \gamma}{\partial x^2} \right) \cdot \left( \frac{\partial^2 g^1}{(\partial x^1)^2} + \frac{\partial^2 g^2}{\partial x^1 \partial x^2} \right) + 2 \left( g^{12} \frac{\partial \gamma}{\partial x^1} + g^{22} \frac{\partial \gamma}{\partial x^2} \right) \cdot \left( \frac{\partial^2 g^2}{(\partial x^2)^2} + \frac{\partial^2 g^1}{\partial x^1 \partial x^2} \right) + \\
& \quad \left. + \gamma g^{11} \frac{\partial^3 g^1}{(\partial x^1)^3} + \gamma g^{11} \frac{\partial^3 g^2}{(\partial x^1)^2 \partial x} + 2\gamma g^{12} \frac{\partial^3 g^1}{(\partial x^1)^2 \partial x^2} + 2\gamma g^{11} \frac{\partial^3 g^2}{\partial x^1 (\partial x^2)^2} + \gamma g^{22} \frac{\partial^3 g^1}{\partial x^1 (\partial x^2)^2} + \gamma g^{22} \frac{\partial^3 g^2}{(\partial x^2)^3} \right] + \\
& \quad + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^1} (\rho F^1 \sqrt{g}) + \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^2} (\rho F^2 \sqrt{g})
\end{aligned}$$

### 2.2.7 Вибір різницевих схем апроксимації рівнянь

Функції, приведені в розрахункових формулах апроксимуються з допомогою базових функцій приведеними в Додатку А. Але для того, щоб зробити систему стійкою, при апроксимації  $\partial f / \partial x$  ряд авторів [123, 124], рекомендує використовувати для визначення конвективних членів різниць назад в тих випадках, коли швидкість хвилі позитивна, і різниці вперед якщо швидкість хвилі негативна. Це дасть можливість зробити систему стійкою незалежно від величини кроку сітки.

Для виконання таких схем конвективні члени апроксимуються різницями, орієнтованими проти течії

$$(U\Phi)_{i-1/2,j} = \begin{cases} U_{i-1/2,j} \Phi_{i-1,j}, & U_{i-1/2,j} > 0; \\ U_{i-1/2,j} \Phi_{i,j}, & U_{i-1/2,j} < 0; \end{cases} \quad (V\Phi)_{i-1/2,j} = \begin{cases} V_{i,j-1/2} \Phi_{i-1,j}, & V_{i,j-1/2} > 0; \\ V_{i,j-1/2} \Phi_{i,j}, & V_{i,j-1/2} < 0; \end{cases} \quad (2.45)$$

Якщо величини  $U$  та  $V$  можливо представити в виді сум

$$U = U^+ + U^-; \quad V = V^+ + V^-;$$

де



$$U^+ = 0.5(U + |U|); \quad U^- = 0.5(U - |U|);$$

$$V^+ = 0.5(V + |V|); \quad V^- = 0.5(V - |V|);$$

то вираз (2.45) можливо записати в вигляді:

$$\begin{aligned} (U\Phi)_{i-1/2,j} &= U^+_{i-1/2,j} \Phi_{i-1,j} + U^-_{i-1/2,j} \Phi_{i,j}; & (U\Phi)_{i+1/2,j} &= U^+_{i+1/2,j} \Phi_{i,j} + U^-_{i+1/2,j} \Phi_{i+1,j}; \\ (V\Phi)_{i,j-1/2} &= V^+_{i,j-1/2} \Phi_{i-1,j} + V^-_{i,j-1/2} \Phi_{i,j}; & (V\Phi)_{i,j+1/2} &= V^+_{i,j+1/2} \Phi_{i,j} + V^-_{i,j+1/2} \Phi_{i+1,j} \end{aligned} \quad (2.46)$$

При цьому індекси  $i-1/2$ ,  $i+1/2$  та значення  $\Delta x$ ,  $j-1/2$ ,  $j+1/2$  и значення  $\Delta y$  показані на Рисунок 2.2.

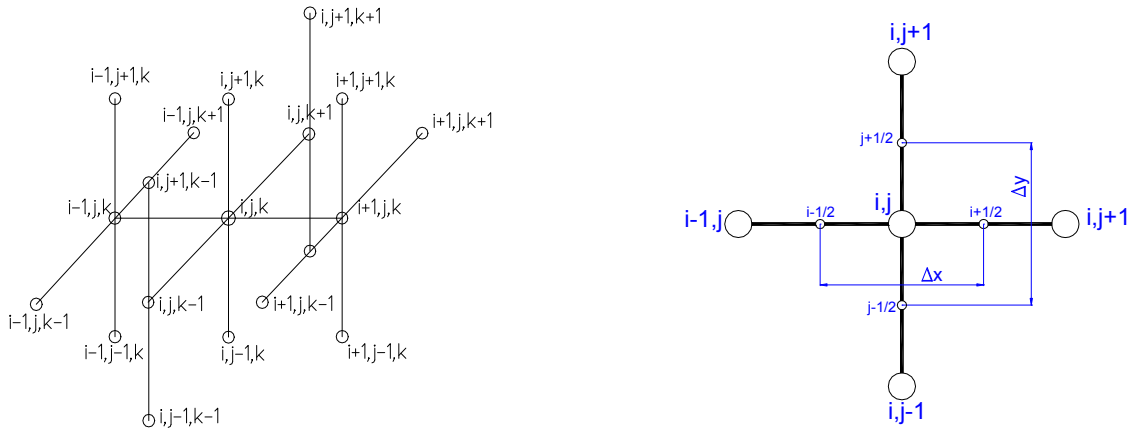


Рисунок 2.2 – Серединні індекси

Крім цього відомо [82, 121], що для того, щоб отримати достатньо точне рішення, при великих значеннях критерію Рейнольдса, необхідно використовувати нерівномірну сітку з дрібним кроком, особливо в областях великих градієнтів швидкості потоку. При моделюванні явища турбулентності масштаби цього руху настільки малі, що необхідна кількість вузлів розрахункової сітки і малий розмір кроків по часу роблять обчислення практичні неможливими на сучасних комп'ютерах [118, 122, 123, 124]. Тому для рішення таких задач використовуються спеціальні методи, наприклад введення поняття коефіцієнта збурення  $\chi$ , яким корегуються значення дифузійних членів рівняння.

Для визначення коефіцієнта збурення в [118] рекомендується використати близьку залежність

$$\chi = \left( 1 + \frac{Rs}{2} + \frac{Rs^2}{6} + \frac{Rs^3}{15} \right). \quad (2.47)$$

Варіаційний коефіцієнт  $\chi$  який обчислюється по формулі (2.47) є функцією

сіткового числа Рейнольдса

$$\begin{aligned}
 (Rs_{11})_{i+1/2,j} &= |\nu^1 / \mu|_{i+1/2,j} \cdot (x_{i+1}^1 - x_i^1); & (Rs_{11})_{i-1/2,j} &= |\nu^1 / \mu|_{i-1/2,j} \cdot (x_i^1 - x_{i-1}^1); \\
 (Rs_{22})_{i,j+1/2} &= |\nu^2 / \mu|_{i,j+1/2} \cdot (x_{j+1}^2 - x_j^2); & (Rs_{22})_{i,j-1/2} &= |\nu^2 / \mu|_{i,j-1/2} \cdot (x_j^2 - x_{j-1}^2); \\
 (Rs_{12})_{i+1/2,j+1/2} &= \sqrt{(Rs_{11})_{i+1/2,j}^2 + (Rs_{22})_{i,j+1/2}^2}; \\
 (Rs_{12})_{i+1/2,j-1/2} &= \sqrt{(Rs_{11})_{i+1/2,j}^2 + (Rs_{22})_{i,j-1/2}^2}; \\
 (Rs_{12})_{i-1/2,j-1/2} &= \sqrt{(Rs_{11})_{i-1/2,j}^2 + (Rs_{22})_{i,j-1/2}^2}; \\
 (Rs_{12})_{i-1/2,j+1/2} &= \sqrt{(Rs_{11})_{i-1/2,j}^2 + (Rs_{22})_{i,j+1/2}^2}.
 \end{aligned}$$

На основі розглянутих математичних методів та методик розрахунку був розроблений пакет прокладних програм в який входять всі приведені вище розробки. Пакет включає набір програмних модулів виконаних на алгоритмічних і функціональних мовах програмування C++, FORTRAN, AutoLisp. Програми передбачають створення діалогових вікон введення інформації і вікон для спостереження за результатами виконання розрахунку (C++), числова реалізація (FORTRAN), Обробка та візуалізація результатів розрахунку (AutoLisp).

Для розрахунку використовується метод скінченних різниць. Передбачено рішення стаціонарних та нестаціонарних задач з використанням явних та неявних схеми розв'язання для визначення функції вихра, функції току, швидкості по  $V_z$ , температур та тиску.

Алгоритм для рішення задач складається з наступних кроків:

- 1) Задаються компоненти швидкостей та тиску на межах потоку.
- 2) Задаються граничні та початкові умови для температурних полів.
- 3) Задаються умови перешкод для потоків.
- 4) Розв'язується рівняння завихрення.
- 5) Розв'язується рівняння функції току.
- 6) Визначається компоненти вектора швидкості.
- 7) Визначається поля температур.
- 8) Визначається поля тиску (згідно кратності виведення на екран).
- 9) Визначається нев'язка.

10) Якщо нев'язка перевищують допустимі, то повернення до кроку 4 та повторення процесу поки не зійдеться.

Сходження процесу визначається за значенням квадрата максимальних нев'язок відносно вказаної функції.

В алгоритмі передбачені наступні варіанти розв'язку відносно невідомих:

- 0 - не розв'язувати відносно вказаної функції;
- 1 – виконати стаціонарне рішення;
- 2 - розв'язувати по максимально можливому приращенні по часу  $\Delta t$  для кожного вузла сітки;
- 3 - розв'язувати для функції по мінімальному  $\Delta t$  визначеному з вузлів;
- 4 - розв'язувати по 2, але значення помножене на коефіцієнт;
- 5 - розв'язувати по максимально можливому загальному  $\Delta t$  при нестаціонарному режимі;
- 6 - стаціонарне рішення по блочному методу Гауса;
- 7 - нестаціонарне рішення по блочному методу Гауса (по визначеному  $\Delta t$ ).

При розрахунку тестових та прикладних задач розв'язок рівняння виконується ітераційним методом з використанням явної схеми розрахунків. В результаті числових експериментів було встановлено, що найбільш ефективний метод рішення, для моделювання руху дисперсійного середовища в теплообміннику, полягав в використанні наступних методів рішення:

- рівняння завихрення по п.3;
- рівняння функції току по п.2;
- компоненти вектора швидкості по п.2;
- поля температур по п.2;
- поля тиску по п.1.

Вихідні дані, для виконання розрахунку, задаються за допомогою інтерактивних графічних засобів – діалогових віконних програм, і шляхом указівки відповідних даних (Додаток В). Під час виконання програми в діалогове вікно розв'язання задачі виводиться інформація про метод рішення, кроки ітерацій та

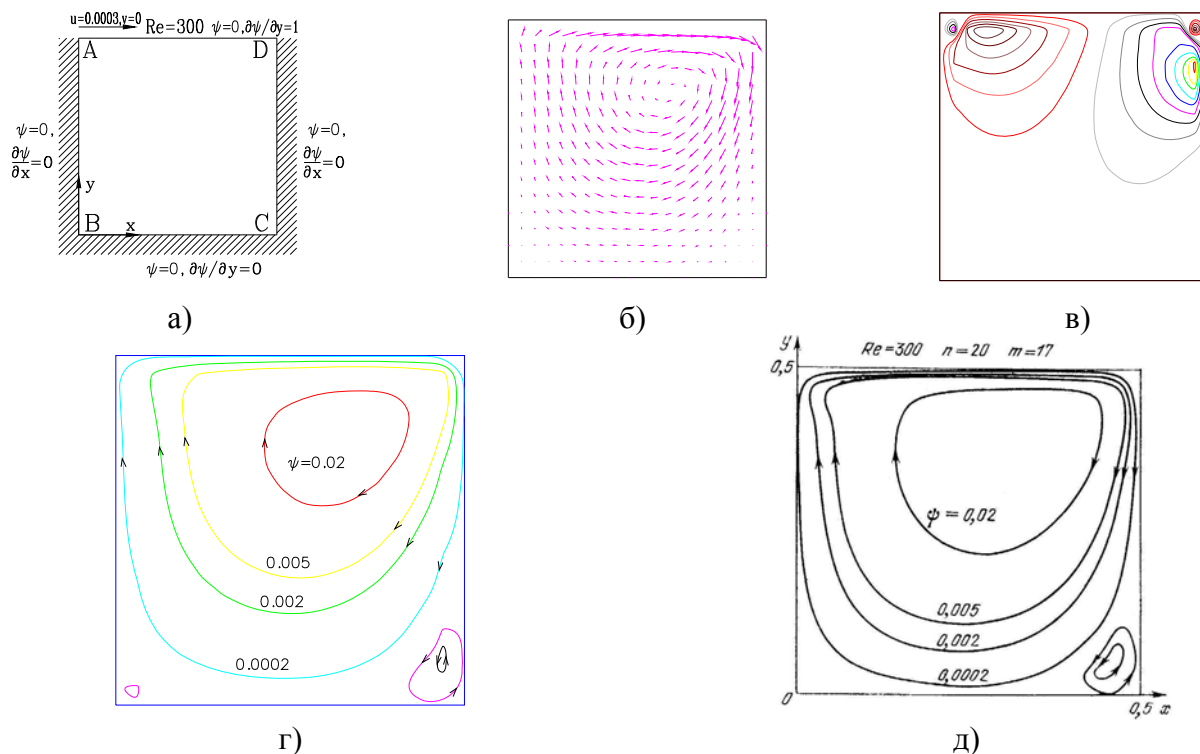
значення неув'язки. Результати розрахунку оформляються у вигляді таблиць і наборів даних у відповідних файлах, які допускають перегляд в Excel та AutoCAD.

## 2.3 Рішення контрольно-тестових задач

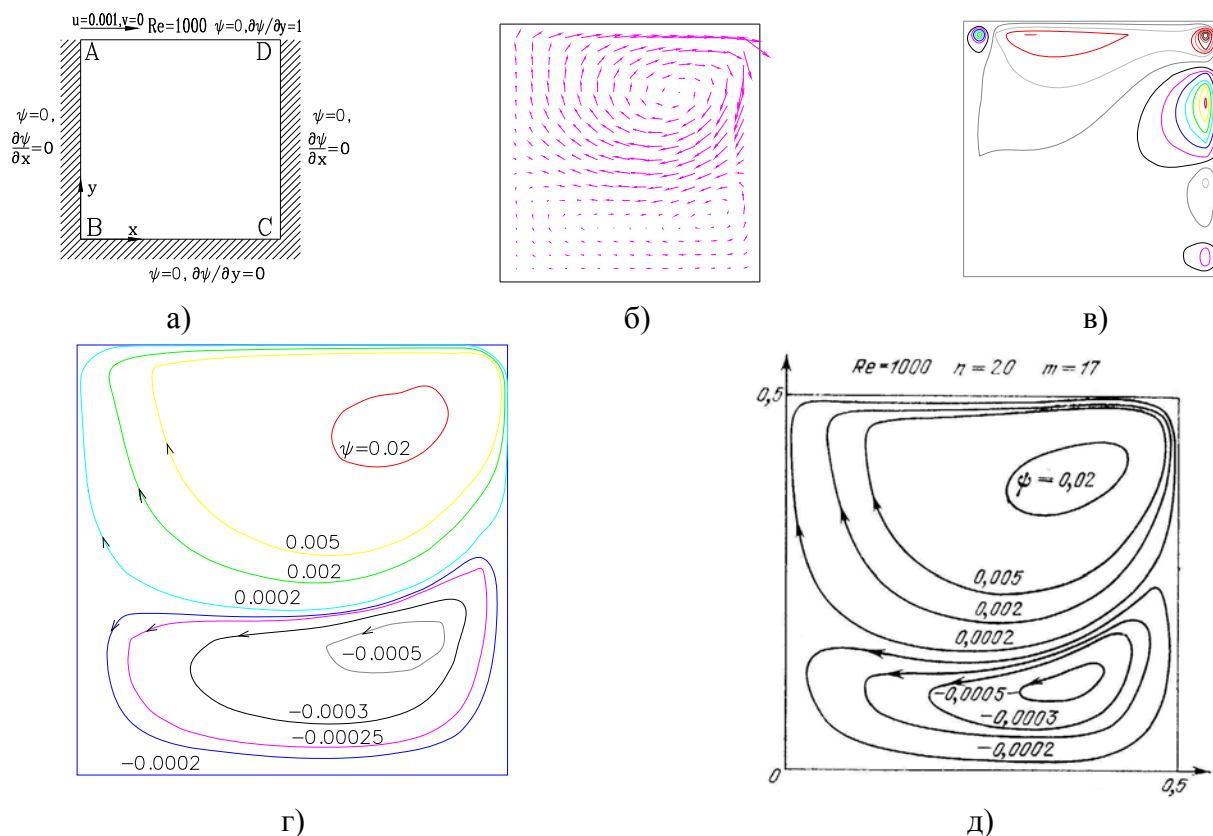
Для апробації розробленої методики та алгоритмів розрахунку які тестові використовувались задачі для яких є дані фізичного експерименту або достовірні теоретичні дані. Результати розрахунку порівнювались з цими даними. Для апробації використовувались наступні тестові задачі.

### 2.3.1. Задача з замкнутими границями

Класична задача з замкнутими границями та розрахунком течії в замкнутій квадратній області, що викликається рухом однієї з її границь з деякою швидкістю  $u$  [124]. Інші границі області нерухомі. Граничні умови для рішення цієї задачі наведені на рисунку. На Рисунок 2.3, Рисунок 2.4 представлені результати розрахунку функції току одержані при вирішенні задачі на розробленій системі при значенні  $Re=300$  та  $Re=1000$ .



а) - граничні умови; б) – швидкості  $V_1+V_2$ ; в) - ізолінії функції току;  
г) - ізолінії функції току тестової задачі; д) – експериментальні дані [124];  
Рисунок 2.3 – Розрахунок течії в замкнутій квадратній області.  $Re=300$ .



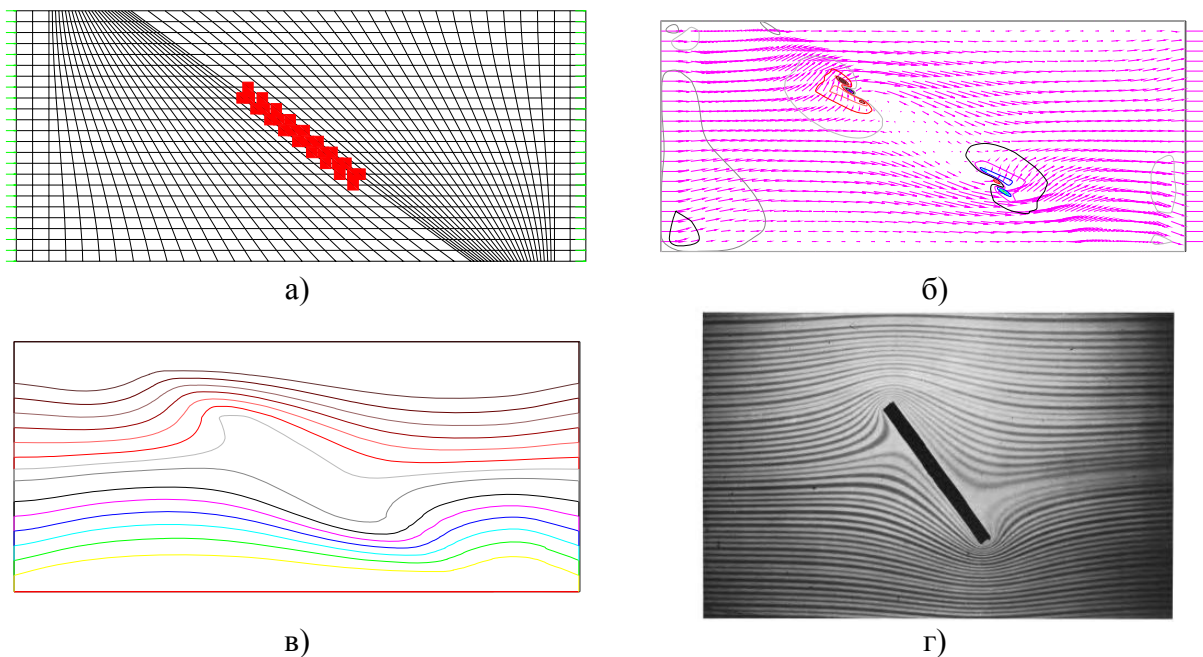
а) - граничні умови; б) – швидкості  $V_1+V_2$ ; в) - ізолінії функції току; г) - ізолінії функції току тестової задачі; д) – експериментальні дані [124];

Рисунок 2.4 – Розрахунок течії в замкнутій квадратній області.  $Re=1000$ .

З Рисунок 2.3 ( $Re=300$ ) видно, що течія має циркуляційний характер; інтенсивність визначається по густині розташування ліній току, найбільша в верхній частині, де рідина втягується в рух кришкою за рахунок сил тертя. На Рисунок 2.4 при  $Re=1000$  утвориться вторинний рух, інтенсивність якого істотно нижче основного. Як видно з рисунків результати збігаються цілком задовільно особливо при числі Рейнольдса  $Re=1000$ . Результати числового експерименту повністю співпали з теоретичними дослідженнями.

### 2.3.2. Обтікання похилої пластинки

На Рисунок 2.5 показане обтікання похилої пластинки в Хил-Шоу [135]. Визначено лінії току і завихореність при обтіканні похилої пластинки з нульовою піднімальною силою. Числовий і фізичний експеримент дали однакові результати.

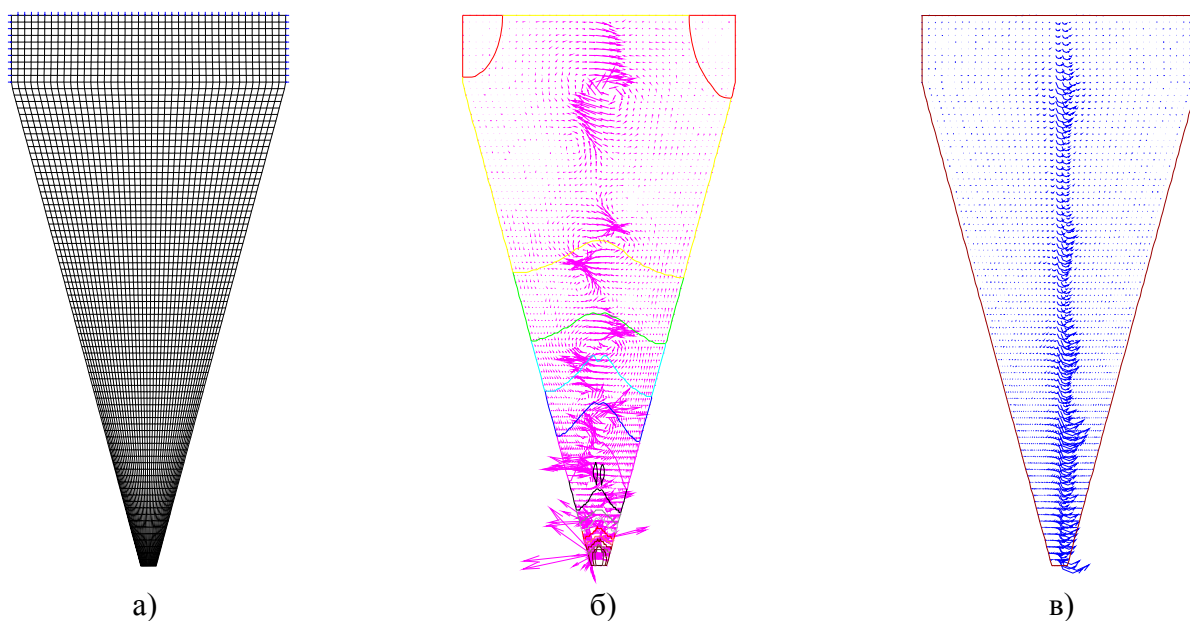


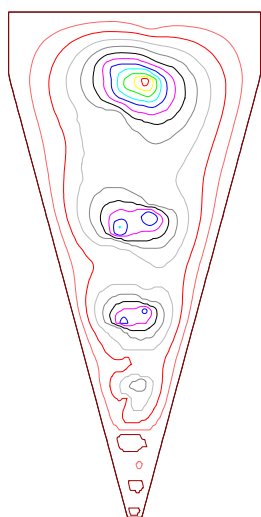
а) розрахункова схема б) швидкість по  $V_1 + V_2$ ; в) ізолінії функції току;  
 г) результати натурного експерименту.

Рисунок 2.5 – Обтікання похилої пластинки Хил-Шоу.

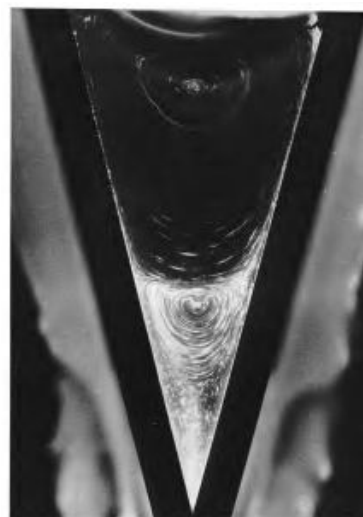
### 2.3.3. Течія усередині клина

На Рисунок 2.6 представлена течія усередині клина. У фізичному експерименті, для клина з повним кутом розчину  $28,7$  градусів, експозиція виявляє перші два вихори з теоретичної нескінченності ланцюжка вихрів (попередньо зменшуваних), що простираються до вершини кута, причому кожен вихор виявляється слабкіше свого сусіда. Розрахунок швидкостей потоку дав задовільну збіжність, і наявність вихрових полів у зазначеній послідовності [135].





г)



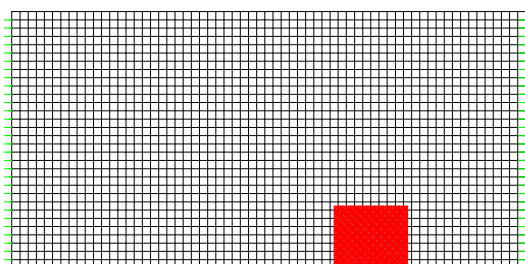
д)

а) розрахункова схема б) швидкість по  $V_1+V_2$  та ізолінії функції току; в) швидкість  $V_3$ ; г) ізолінії тиску; д) натурний експеримент

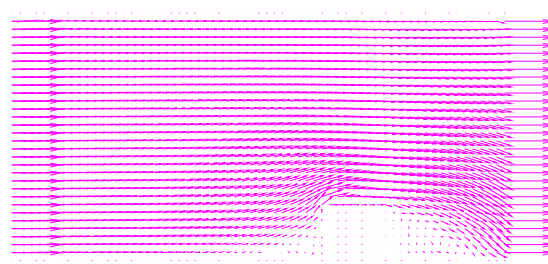
Рисунок 2.6 – Течія усередині клина

#### 2.3.4. Обтікання квадратного виступу

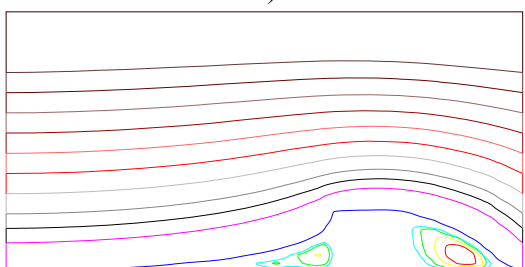
На Рисунок 2.7 представлено повзучий рух при обтіканні квадратного виступу на пластинці. На відміну від лінії току безвідривного потенційного обтікання, плоский потік має дві області відриву, що розташовані симетрично попереду виступу і за ним, у яких утворюються великі рециркуляційні вихри, що і було підтверджено числовим експериментом [135].



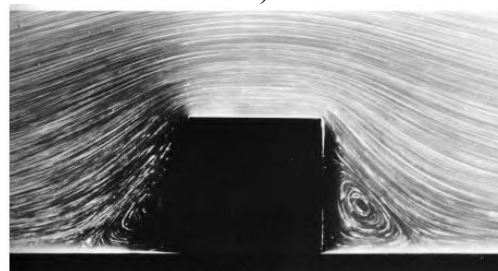
а)



б)



в)



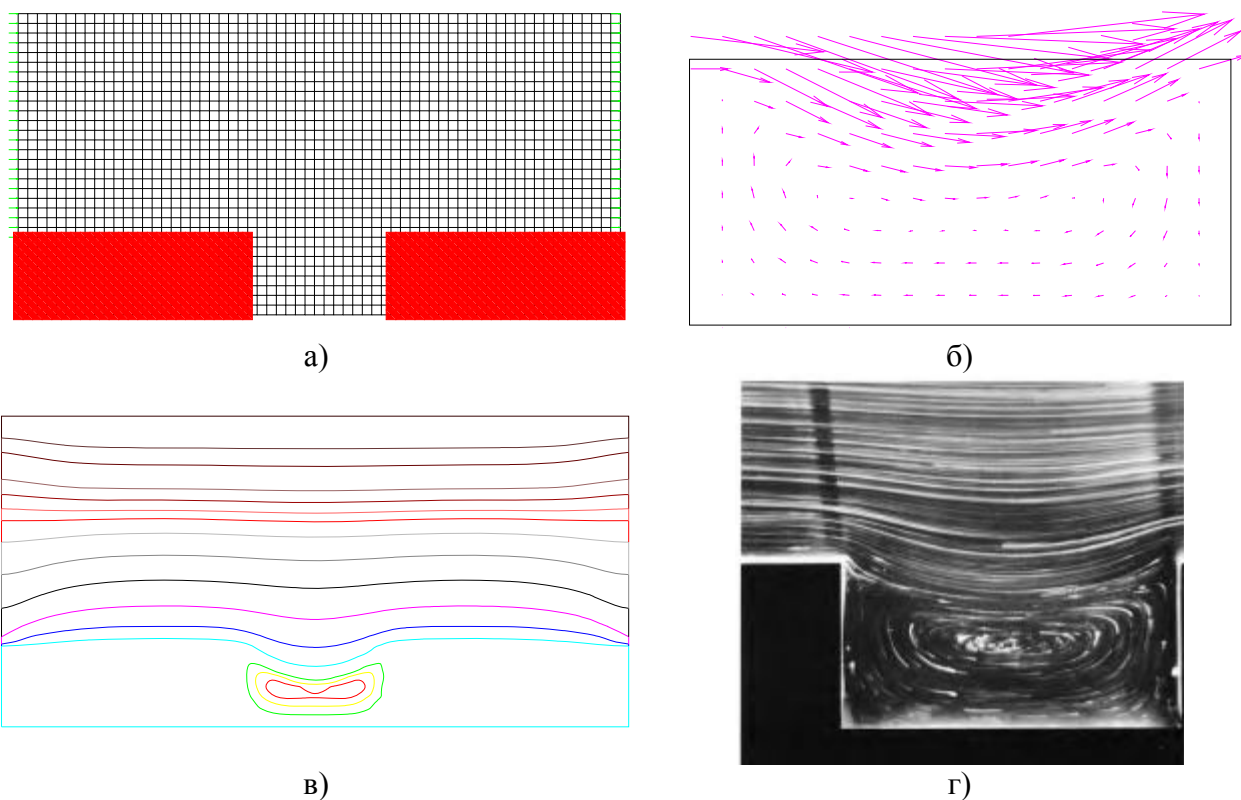
г)

а) розрахункова схема б) швидкість по  $V_1+V_2$  ; в) ізолінії функції току; г) натурний експеримент

Рисунок 2.7 – Рух при обтіканні квадратного виступу на пластинці

### 2.3.5. Обтікання прямокутної каверни

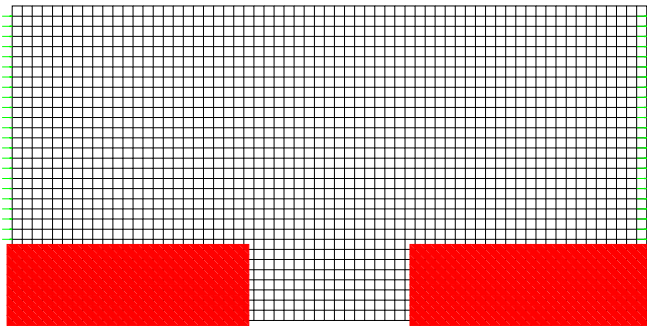
На Рисунок 2.8, Рисунок 2.9 представлено рух рідини при обтіканні прямокутної каверни з різними критеріями Рейнольда  $Re=100$  та  $Re=1000$ . В міру зменшення ширини каверни під первинним вихром починає рости вторинний. Дослідження процесу утворення ядра потоку при нестационарному потоці рідини в каверні при турбулентному русі рідини в числовому експерименті показало, що в початковий момент часу лінії току являють собою рівнобіжні траєкторії. На наступних стадіях утворення ядра потоку і зони з замкнутою рециркуляцією, що підтверджується експериментальними дослідженнями [135]. Процесу створення ядра потоку при нестационарному потоці показано на Рисунок 2.10.



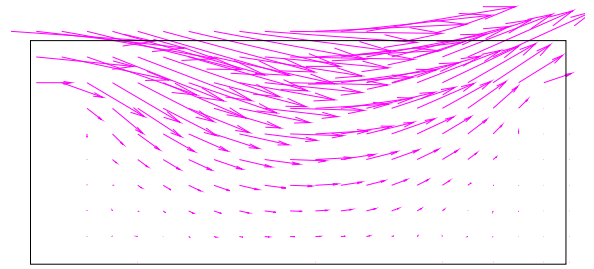
а) розрахункова схема б) швидкість по  $V_1+V_2$  ; в) ізолінії функції току;  
г) натурний експеримент

Рисунок 2.8 – Рух рідини при обтіканні прямокутної каверни при  $Re=100$ .

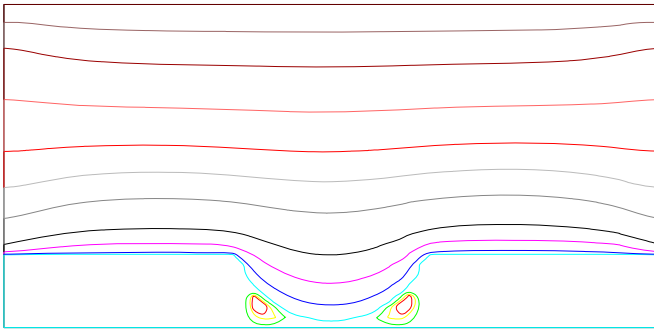




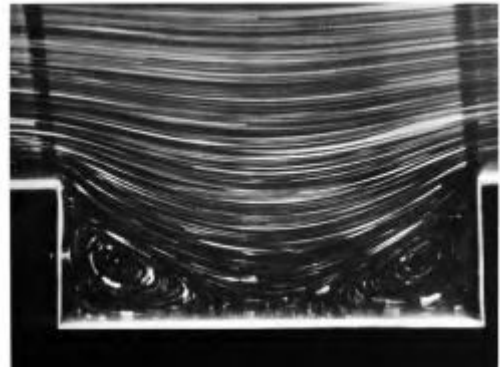
а)



б)



в)

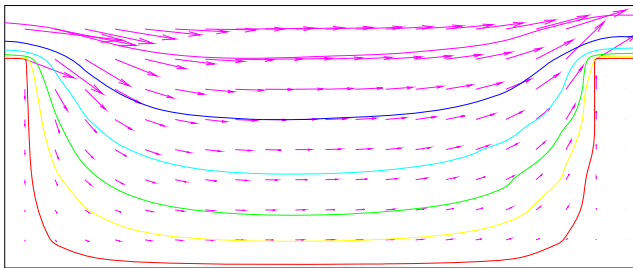


г)

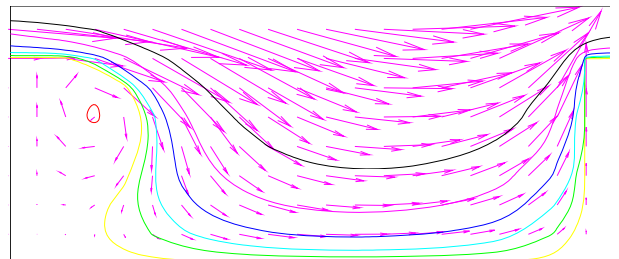
а) розрахункова схема б) швидкість по  $V_1 + V_2$  ; в) ізолінії функції току;  
г) натурний експеримент

Рисунок 2.9 – Рух рідини при обтіканні прямокутної каверни при  $Re=1000$ .

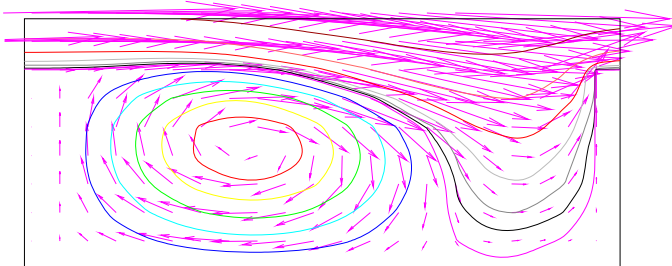
Дослідження процесу створення ядра потоку при нестационарному потоці в каверні показано на Рисунок 2.10.



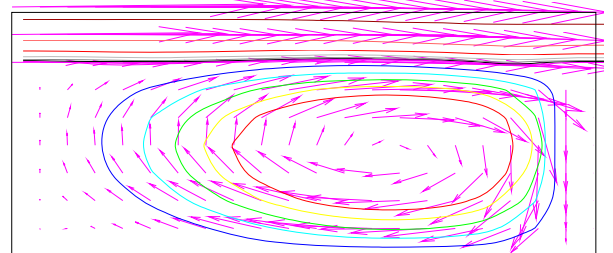
а)  $\tau=0.1$



б)  $\tau=0.15$



в)  $\tau=0.2$



г)  $\tau=0.25$

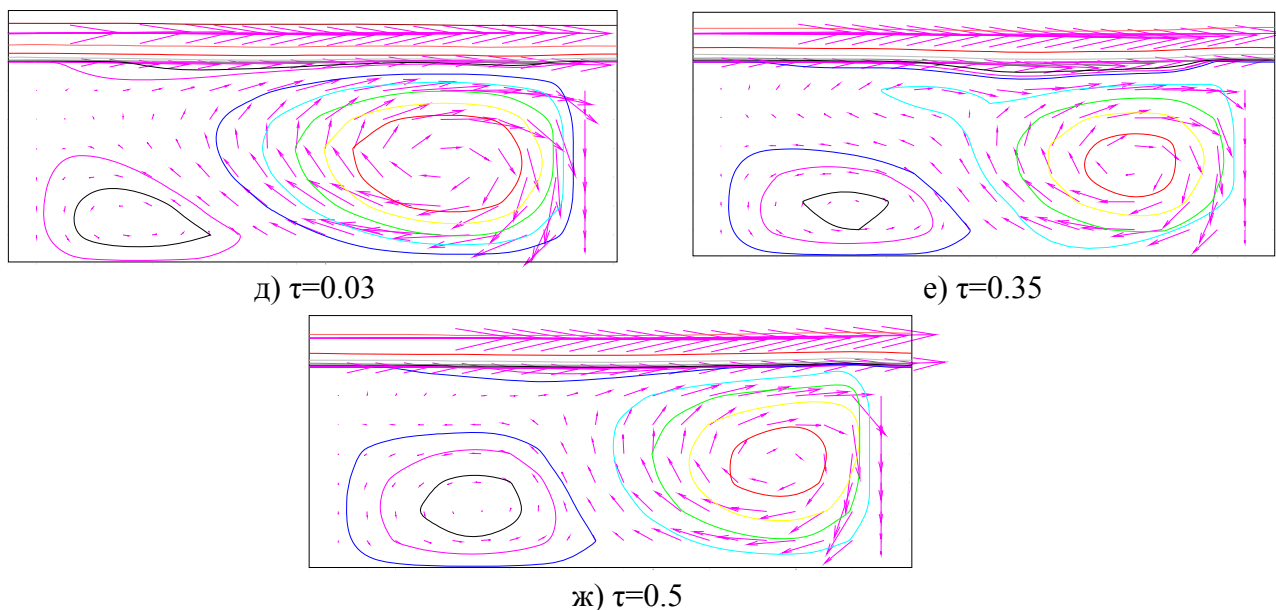
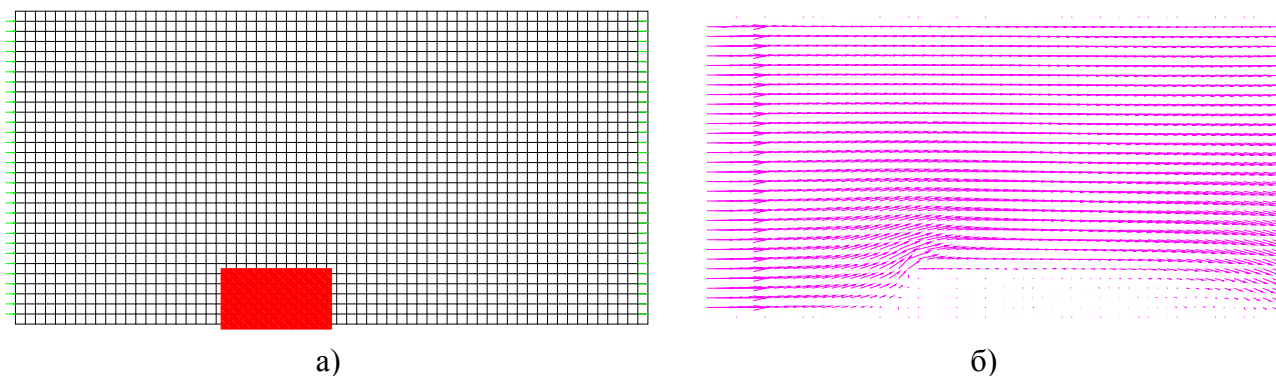


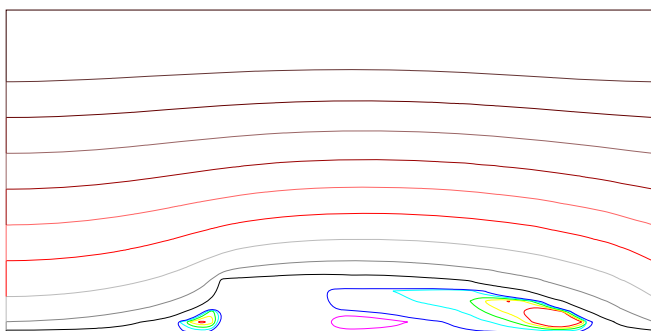
Рисунок 2.10 – Рух рідини при обтіканні прямокутної каверни при нестационарному режимі

Як видно з наведених даних в початковий момент лінії току представляють собою правильні траєкторії, а на наступних стадіях створення ядра потоку та зони з замкнутою рециркуляцією.

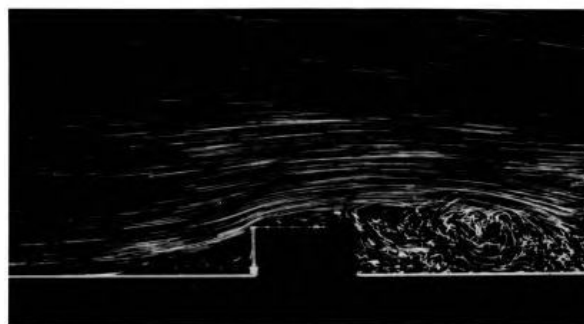
### 2.3.6. Обтікання прямокутного виступу

На Рисунок 2.11 представлений турбулентний відрив при обтіканні прямокутного виступу на пластинці. Висота виступу велика в порівнянні з товщиною турбулентного прикордонного шару, що набігає на його. Течія практично плоска, тому рециркуляційна зона перед виступом виявляється замкнутою. Результати фізичного експерименту досить точно збіглися з результатами числового експерименту [135].





в)



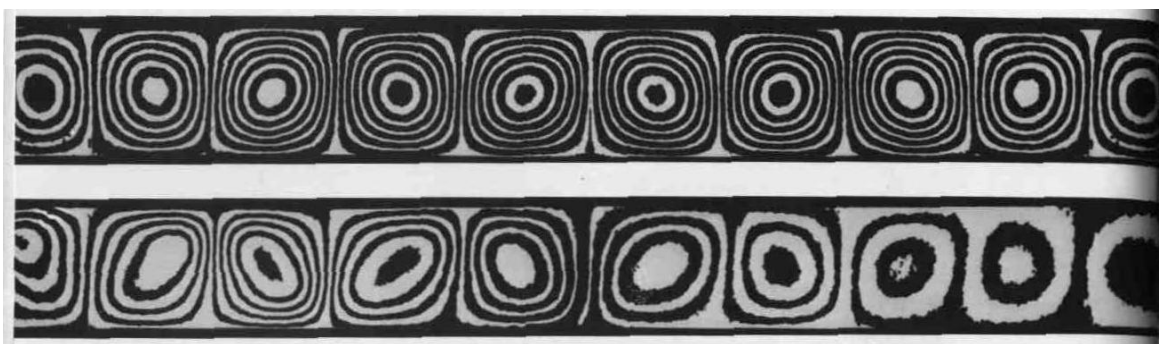
г)

а) розрахункова схема б) швидкість по  $V_1 + V_2$ ; в) ізолінії функції току;  
г) натурний експеримент

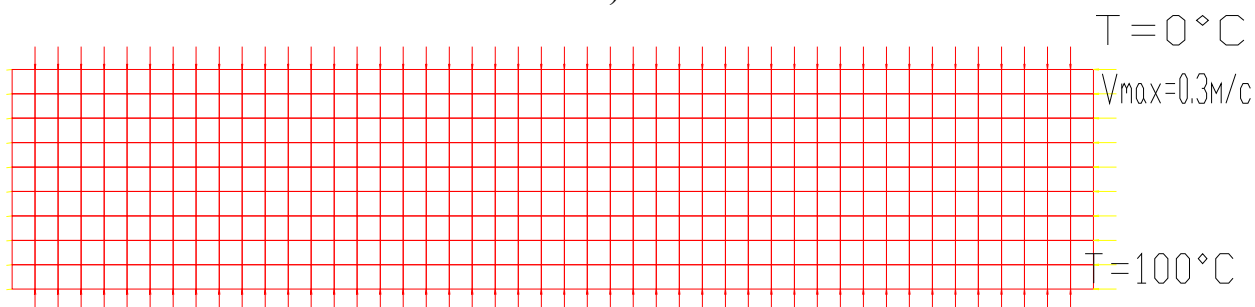
Рисунок 2.11 – Турбулентний відрив при обтіканні прямокутного виступу на пластинці

### 2.3.7. Конвективний нестійкий теплообмін

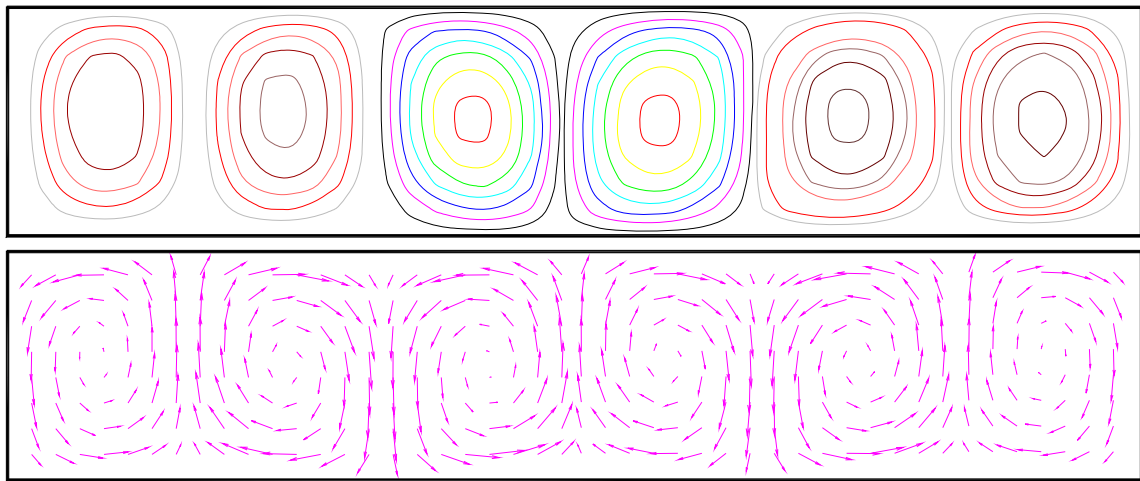
Диференціальні інтерферографи показують з боку картини конвективної нестійкості силіконової олії в прямокутному ящику з відносними розмірами сторін, підігрітому з низу. На знімку Рисунок 2.12 а видна класична ситуація Рельє-Бенара; рівномірний нагрів створює валики, паралельні найбільш короткій стороні. На Рисунок 2.12б – результати математичного моделювання цього процесу. З отриманого результату видно вплив температури на рух потоку [135].



а)



б)



в)

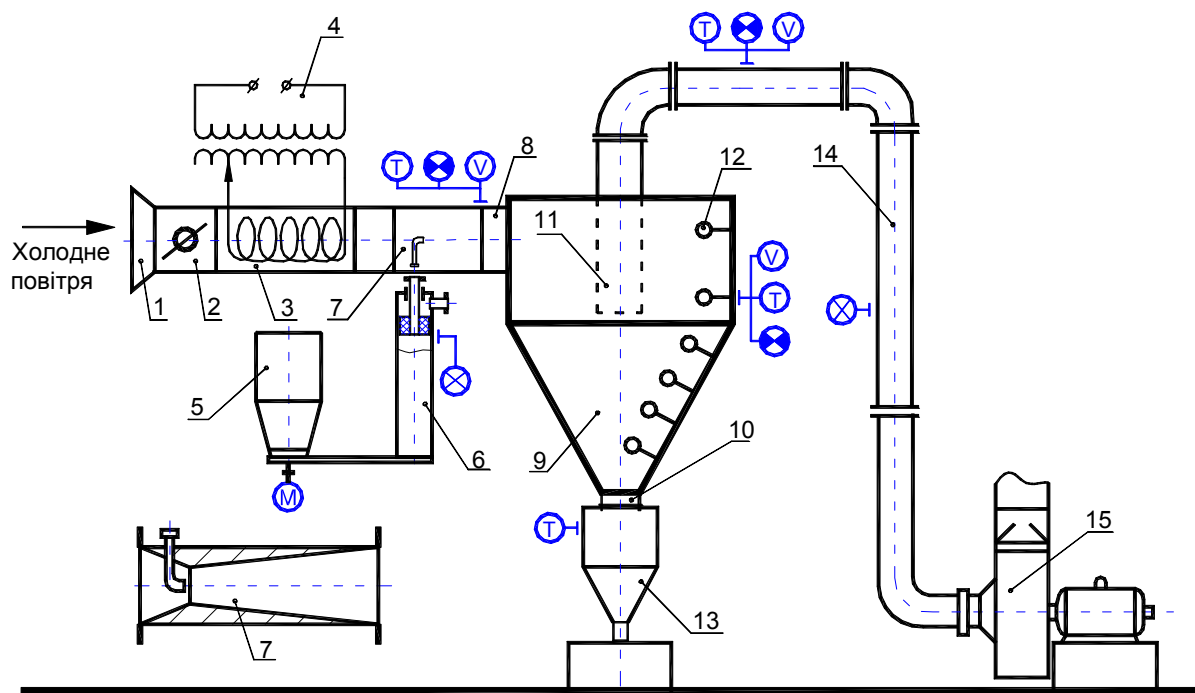
а) – натурний експеримент; б) – розрахункова схема моделювання;  
 б) – результати числового моделювання (ізолінії функції току, швидкість).  
 Рисунок 2.12 – Валики створені рівномірним нагрівом (ситуація Рельє-Бенара)

Результати дослідження отримані дослідним шляхом та результати отримані при застосування комп'ютера співпали, що свідчить про вірні результати розрахунків.

Після аналізу отриманих даних було встановлено, що результати, отримані у фізичному експерименті, і результати, отримані при числовому моделюванні, дали достатній збіг, що свідчить про адекватність розроблених математичних моделей і методів розрахунку динаміки руху робочого середовища в запічних теплообмінниках.

### 2.3.8. Експериментальні дослідження

Для перевірки адекватності розроблених математичних моделей, на експериментальній установці були проведені гідродинамічні теплообмінника. Робота проводився в Уханьском технологічному університеті, КНР, в рамках наукового співробітництва між НТУУ «КПІ» та Уханьським технологічним університетом. Схема експериментальної лабораторної установки представлена на Рисунок 2.13



1 – забірник повітря; 2 – шибер, 3 - калорифер; 4 - калорифер; 5 - бункер; 6 - дозатор; 7 - змішувач, 8 – вхідний патрубок, 9 – робоча камера; 10 – вихідний патрубок; 11- вихлопний патрубок; 12 – вікна для забору проб; 13 – бункер матеріалу; 14 - газохід; 15 - димосос

Рисунок 2.13 – Схема лабораторної експериментальної установки

Основною складовою частиною установки є теплообмінник, який виконаний у масштабі 1:10 від натурального зразка з робочою камерою внутрішнім діаметром 400 мм довжиною 900 мм, Рисунок 2.14.

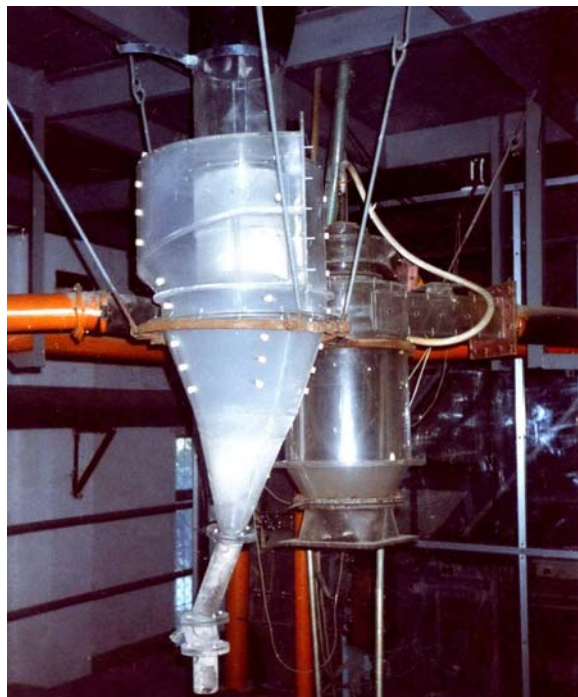


Рисунок 2.14 – Теплообмінник

Дослідження полягали у вивченні полів швидкостей, температур і тиску потоків у найбільш характерних перетинах. Профілі температури газового потоку всередині робочої камери визначалися в шести точках відповідно до радіусу камери радіальними зондами з хромель-алюмелевими термопарами. Температура на вході і виході з апарата вимірювалася хромель-алюмелевими термопарами. Гідравлічний опір кожного ступеня сепаратора вимірюється U-подібним водяним диференціальним манометром.

Задана температура повітря встановлюється за допомогою регульованого електричного калорифера 4 і контролюється термопарами.

Запиленість повітря створюється штучно дозатором 6, в який через регульовальний вентиль надходить частина повітря. Витрата дисперсної фази регулюється зміною швидкості обертання вала електродвигуна постійного струму, поєднаного з черв'ячним редуктором, що подає склянку дозатора. Змішання основного потоку повітря з пилом відбувається в конфузотно-дифузотному змішувачі 7.

В якості дисперсної фази в експериментах використовувалися порошки різного походження з насипною щільністю від 1000 до 2000 кг/м<sup>3</sup> і розмірами частинок від 0,1 до 1.0 мм.

При визначенні й вимірі в просторовому потоці векторів швидкостей і тиску використався кульовий зонд із діаметром кульки 8 мм. Якість змішання потоків у робочому об'ємі теплообмінника оцінювалося по тепловому, методу, що полягає у вимірі температурних полів у досліджуваних перетинах при підігріві одного з потоків до 100 °С. При цьому проводився контроль температур на вході й суміші на виході з моделі. Коефіцієнт змішання визначався по формулі

$$K_c = (t_{\Gamma} - t_i) / (t_{\Gamma} - t_{cm}), \quad (2.48)$$

де  $t_i$ ,  $t_{\Gamma}$ ,  $t_{cm}$  — температура відповідно в окремих точках досліджуваного перетину, потоку гарячого повітря на вході й суміші на виході з моделі, °С.

Для реалізації цього методу на моделі була передбачена імітація потоку палива подачею повітря, нагрітого в спеціальному електрокалорифері. Температура

повітря на вході в модель і на виході з її замірялася за допомогою термометрів. Для виміру температури повітря в досліджуваних перетинах застосовувалася струнні хромель-алюмелевими термопари, вмонтовані в координатну трубку кульового зонда. Як вторинні прилади при вимірах тиску використалися мікроманометри, при вимірах температур - переносний потенціометр типу.

Переміщення зонда й термопари в перетинах здійснювалося вручну, установка - візуально в умовних місцях. Усього виконувалось 6 замірів в перетині по висоті камери теплообмінника. Датчики переміщалися по радіусу камери від стінки до центру з кроком  $R/5$ .

Порівняння варіантів відносно якості перемішування проводилося по середньоарифметичній величині відхилення коефіцієнта змішання від одиниці, у досліджуваних перетинах робочого простору теплообмінника:

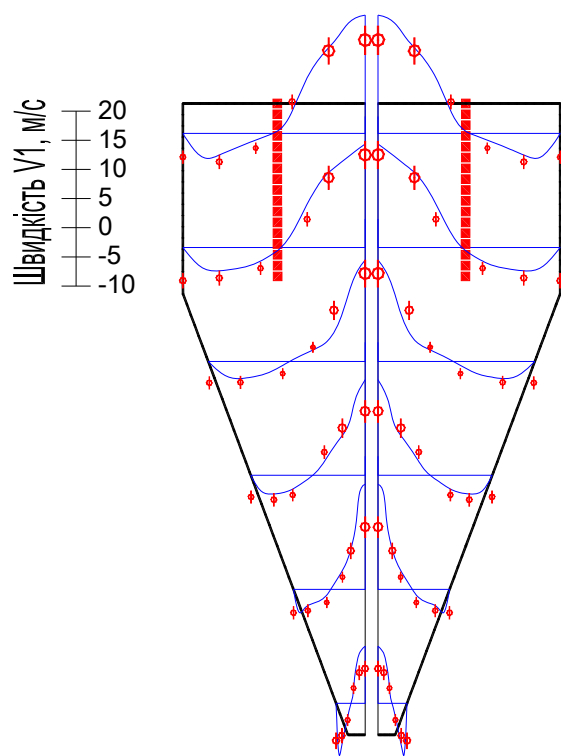
$$\Delta = \frac{\sum_{i=1}^n |K_{cl} - 1|}{n}, \quad (2.49)$$

де  $n$  — число точок вимірів у перетині.

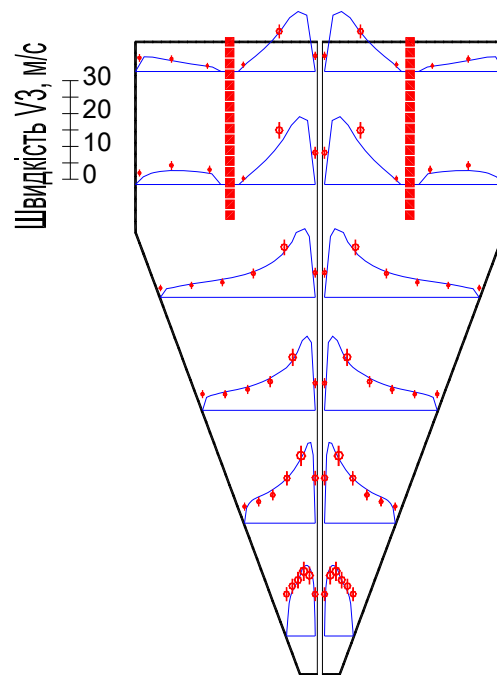
Дослідження полягали у вивченні полів температур, швидкостей і тиску. Результати досліджень приведені на Рисунок 2.15. Результати експериментальних досліджень наведені та оцінка похибки вимірювань - в Додатку Д.

Обертальна швидкість у периферійній області (від  $R$  до  $0,8R$ ) у напрямку до осі камери незначно підвищується, зі зменшенням радіуса (від  $0,8R$  до  $0,3R$ ) відбувається спочатку плавне, а потім різке падіння колової швидкостей до нуля на осі камери. Описаний характер розподілу колової швидкості якісно зберігається у всіх випадках по висоті камери для всього досліджуваного діапазону.

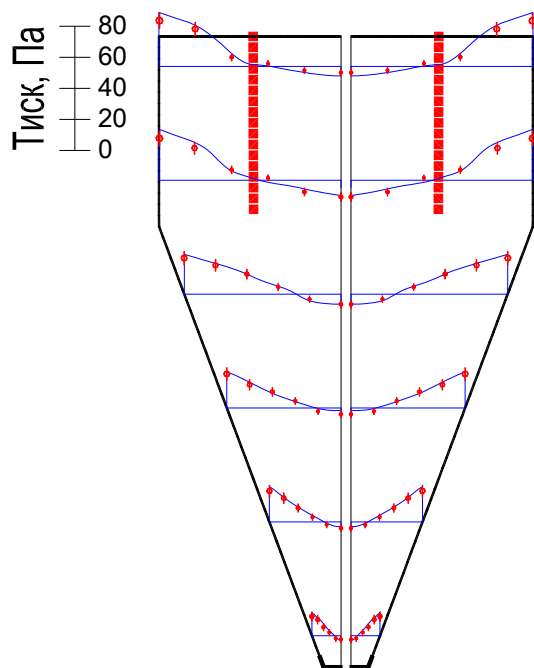
З розподілом по радіусу камери обертальних швидкостей нерозривно зв'язаний розподіл статичного тиску (розрідження), що забезпечує рівновагу закрученого потоку. Максимальний статичний тиск біля стінки камери і зменшується до мінімуму в її центрі.



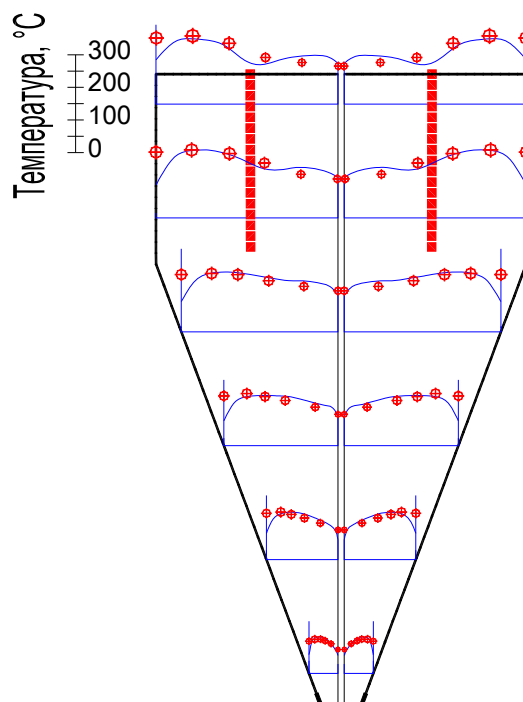
а



б



в



г

а – осьова швидкість; б – обертальна швидкість; в – тиск; г – температура

Рисунок 2.15 – Визначення швидкості, тиску та температури потоку

Досліди показали, що картина розподілу осьової, колової швидкостей, статичного тиску по радіусі й висоті камери ізотермічної моделі теплообмінника визначається в значній мірі потоком повітря, що надходить по тангенціально



розташованих патрубках. Істотний вплив на це роблять умови входу, зумовлені конструктивними розмірами теплообмінника.

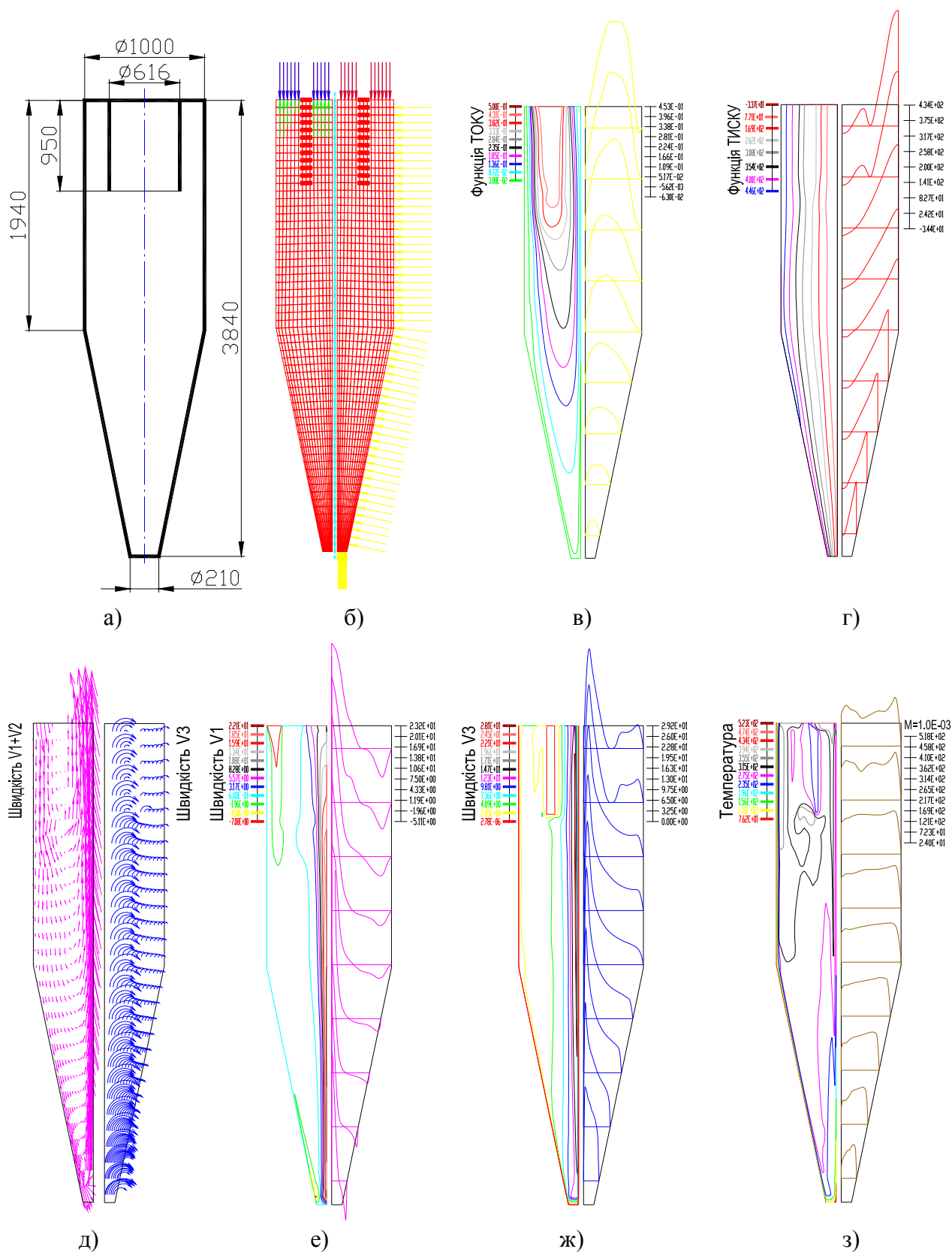
Результати експерименту дали достатню збіжність з результатами отриманими в чисельному моделюванні. Загальна похибка не перевищує 15%.

## **2.4 Динаміка дисперсійного середовища**

### **2.4.1. Розрахунок руху дисперсійного середовища в теплообмінниках**

На Рисунок 2.16 наведена конструктивна та розрахункова схеми запічного теплообмінника 1-ї ступені та результати проведеного розрахунку. На розрахунковій схемі показані циліндрична частина, установлена на конічній частині і постачена вхідним патрубком, що направляє потік тангенціально усередину циліндричної частини. Він моделюється відповідними перешкодами на шляху газового потоку. Дисперсійним середовищем є димовий газ, який виникає після спалення палива в обертовій печі. Швидкість руху потоку задається по компонентам  $V_1=5.7\text{м/с}$ ;  $V_3=12.6\text{м/с}$ . Досліджено також рух дисперсійного середовища в теплообміннику з розрахунком температури газового потоку. Температура димових газів на вході становить  $550\text{ }^\circ\text{C}$ , на виході  $350\text{ }^\circ\text{C}$ . Густина дисперсійного середовища та динамічна в'язкість, при зміні температури, визначаються по [271].

У результаті рішення задачі отримані ізолінії та графіки полів, функції току, тиску, зміни температури, швидкості та векторів швидкостей:  $V_1 + V_2, V_3$ , які проказані на Рисунок 2.16.



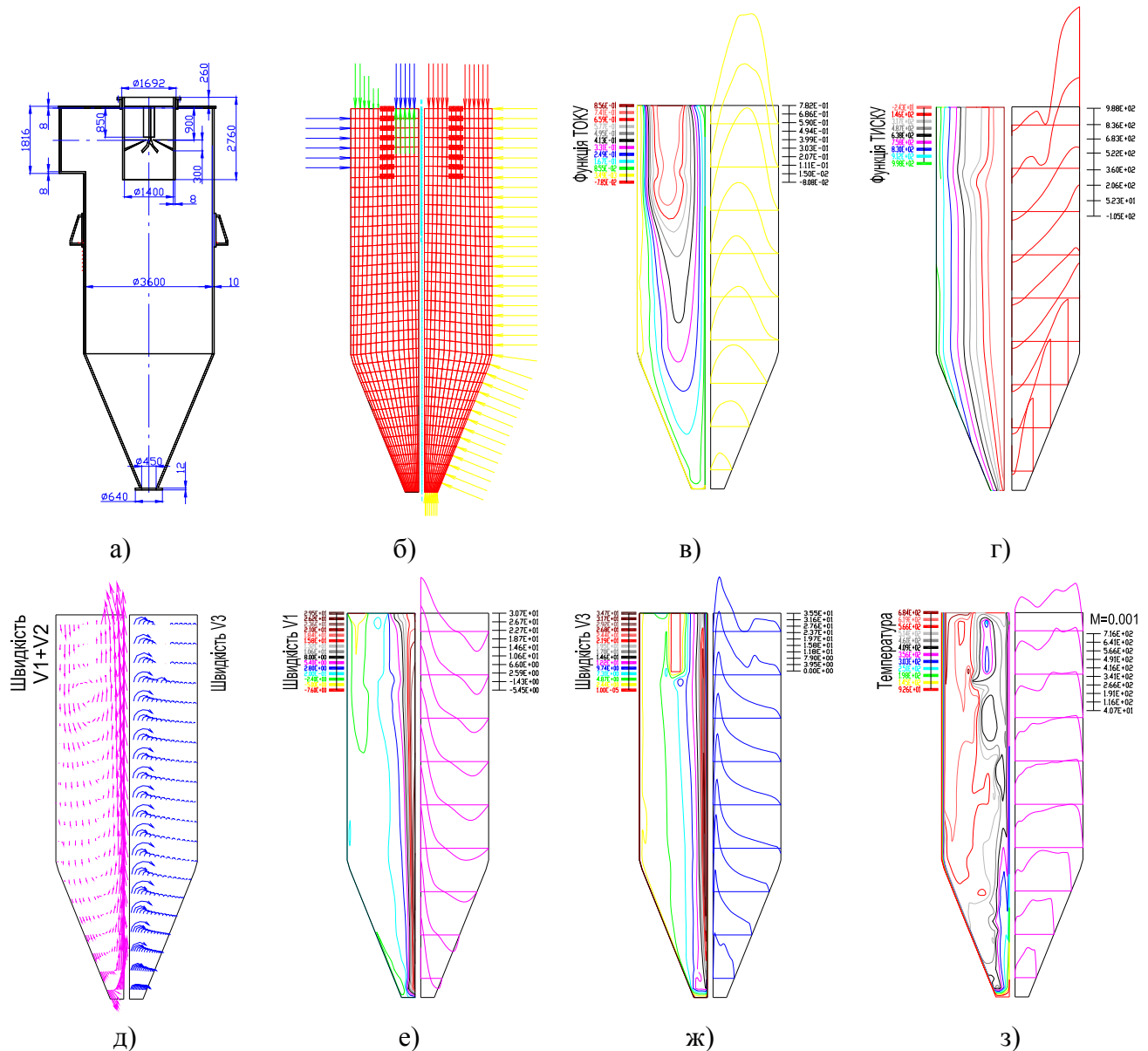
а) конструкція теплообмінника; б) розрахункова схема; в) функція току  $F$ ; г) тиск  $D$ ; д) швидкість по  $V_1+V_2$ ,  $V_3$ ; ж) швидкість  $V_1$ ; з) швидкість  $V_3$ ; з) температура  $T$ ;

Рисунок 2.16 – Поля несучого потоку в теплообміннику 1-ї ступені

На Рисунок 2.17 наведена конструктивна схема запічного теплообмінника 2-ї

ступені та результати приведенного розрахунку. Швидкість потоку задається по компонентам  $V_1=4.2\text{м/с}$ ;  $V_3=12.1\text{м/с}$ . Температура потоку на вході становить  $720^\circ\text{C}$ , на виході  $550^\circ\text{C}$ .

У результаті рішення задачі отримані ізолінії полів тисків, функції току, температури і векторів швидкостей:  $V_1 + V_2, V_3$  приведені на Рисунок 2.17.

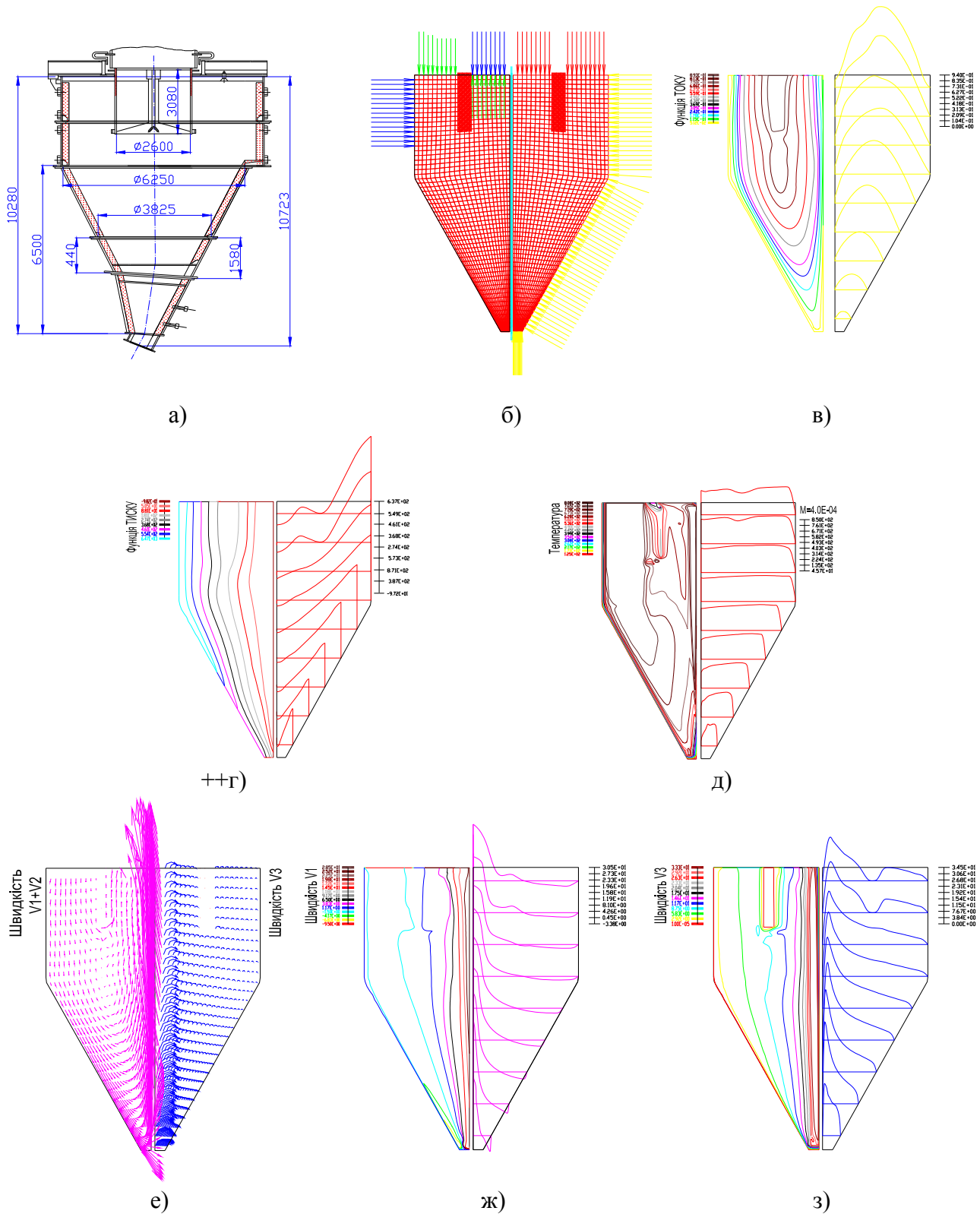


а) конструкція теплообмінника; б) розрахункова схема; в) функція току F; г) тиск D; д) швидкість по  $V_1+V_2, V_3$ ; ж) швидкість  $V_1$ ; з) швидкість  $V_3$ ; з) температура T;

Рисунок 2.17 – Поля несучого потоку в теплообміннику 2-ї ступені

На Рисунок 2.18 наведена конструктивна схема запічного теплообмінника теплообмінника 3-4-ї ступені пічного агрегату та результати приведенного розрахунку. Швидкість потоку задається по компонентам  $V_1=2.5\text{м/с}$ ;  $V_3=14.3\text{м/с}$ . Температура потоку на вході становить  $850^\circ\text{C}$ , на виході  $720^\circ\text{C}$ .

У результаті рішення задачі отримані ізолінії полів тисків, функції току і вектора швидкостей:  $V_1 + V_2, V_3$ , температури приведені на Рисунок 2.18.



а) конструкція теплообмінника; б) розрахункова схема; в) функція току  $F$ ; г) тиск  $D$ ; д) температура  $T$ ; е) швидкість по  $V_1 + V_2, V_3$ ; ж) швидкість  $V_1$ ; з) швидкість  $V_3$ .

Рисунок 2.18 – Поле несучого потоку в теплообміннику 3-4-ї ступеней

По рисункам видно, що характер руху дисперсійного середовища є однотипним для теплообмінників різної конструкції.

Як видно з наведених даних характер руху дисперсійного середовища є однотипним для теплообмінників різної конструкції.

Характер руху потоку і геометрія теплообмінника приводять до виникнення сильнозакрученого руху який показаний на приведених рисунках векторами швидкості. У вихровому потоці виникають градієнти тиску, що прискорюють потік як у радіальному, так і осьовому напрямках. Крім того, у закрученому потоці відбувається перехід, від умов руху у вільному вихорі до умов руху в змушеному вихрі, що є характерним для вихрового потоку. Колова швидкість у закрученому потоці зі зменшенням радіуса збільшується і змінюється від 0 до 33 м/с. Перехідна зона між змущеним і вільним вихрами розташована в області максимальної колової швидкості вільного вихру і являє собою ту частину вихрового потоку, у якій відбувається передача крутного моменту до змущеного вихру.

Осьова складова швидкості потоку поблизу стінки конуса при переміщенні вниз продовжує збільшуватися через конічну форму каналу. Переміщаючи до центра конуса, потік змінює напрямок руху і починає переміщатися в зворотному напрямку створюючи спадний і висхідний потоки. Значення осьової швидкості усередині змущеного вихру, в зоні осі теплообмінника, суттєво перевищує значення осьової швидкості біля стінки конуса. З наведених даних видно, що біля стінки існує зона, де газовий потік рухається по низхідній спіралі зі зростаючою коловою швидкістю, тоді як ближче до центру газу рухаються до виходу з коловою швидкістю, більшою ніж на тій же висоті біля стінки. В розглянутих теплообмінниках осьова швидкість становить -5 до 38 м/с.

Радіальна швидкість, яка набагато менша колової та осьової швидкостей, у вихровому потоці продовжує збільшуватися в напрямку до вершини конуса. Як видно з рисунків у деякому горизонтальному перетині сумарна швидкість по  $V_1 + V_2$  досягає максимуму, біля стінки конуса і перетворюється в нуль в зоні між стінкою і його віссю. Вона має значення від -3 до 4 м/с (на рисунках не приведена). В цьому місці виникає застійна зона, якщо туди потрапляє частинка то вона може досить

довго там знаходитись з однаковою ймовірністю потрапити в спадний, або висхідний потік. Поблизу вихлопної труби радіальна швидкість змінює знак, у результаті чого з'являється рециркуляційний рух, або вихровий потік. Високе значення радіальної швидкості біля стінки конуса зумовлено відхиленням потоку від осевого руху під дією стінки конуса і збільшенням унаслідок цього радіальної швидкості. Частинки, що рухаються з потоком, піддаються впливу потоку і сил інерції. Через опір руху окремих частинок поле потоку у вихровому потоці в цілому визначає траєкторію частинки. Проте, відцентрові сили, що діють на частинку, протистоять захопленню їх у радіальному напрямку й утримують частинки від їхнього переміщення до осі конуса.

У запічних теплообмінниках колова швидкість, відцентрові сили що відповідають їй, і градієнти тиску обумовлюють поле течії. Поле течії в осевому і радіальному напрямках залежить від осевих градієнтів колової швидкості, що обумовлюють градієнт тиску, створюваний відцентровими силами. Таким чином, за допомогою зміни конструкції і відповідного розташування тангенціальних вхідних патрубків можливо суттєво змінити розподіл радіальної й осевої швидкостей. Вплив геометричних змін конструкції тангенціальних вхідних патрубків полягає у впливі на розміри і форму внутрішньої зони циркуляції.

З наведених даних видно, що значення тиску в теплообміннику монотонно змінюється по всій довжині апарату. Поблизу, та на деякій відстані від стінок, він має позитивне значення, і не суттєво відрізняється від тиску на вході в теплообмінник. Значення тиску зменшується по радіусу до центру і досягає мінімуму на осі обертання потоку, утворюючи зону негативних тисків, що розташоване по всій довжині теплообмінника аж до пилівипускного отвору. Потрапляння повітря в отвір веде до виникнення висхідного потоку уздовж теплообмінника до випускної труби, при цьому можливий зрив потоку і винесення частинок матеріалу що сепарувалися (вторинне винесення). Така зміна тиску є типовою для теплообмінних апаратів циклонного типу в яких по вісі встановлюється розрідження, а по периферії виникає тиск зі значенням 400-900 Па.

Структура температури потоку змінюється рівномірно і зменшується біля

стілки теплообмінника за рахунок зовнішнього теплообміну. Розподіл полів температур відповідає структурі що отримана на експериментальному стенді.

#### 2.4.2 Вплив швидкості на аеродинаміку потоку

Для аналізу впливу вхідної швидкості на аеродинаміку потоку досліджувався теплообмінник конструктивні характеристики якого приведені на Рисунок 2.17а. У розрахункових схемах, показаних на Рисунок 2.17б моделюються циліндрична і конічна частини, що разом із вхідним патрубком направляють потік тангенціально усередину циліндричної частини. Випускна труба моделюється відповідними перешкодами на шляху потоку.

Фізичні параметри середовища наступні.

- 1) Дисперсійне середовище являє собою димові гази з температурою 400°C.
- 2) густина дисперсійного середовища при 400°C становить  $\rho = 0,525 \text{ кг/м}^3$ ;
- 3) динамічна в'язкість дисперсійного середовища при 400 °C становить  $\mu=3,17\text{E-}05 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;

Для дослідження впливу швидкості на аеродинаміку потоку в теплообмінник подається нестисливий потік із швидкістю  $v=(0.5, 5.0, 10.0, 20.0, 30.0, 40.0, 50.0) \text{ м/с}$ . В розрахунковій моделі швидкість потоку задається по компонентам  $V_1$  та  $V_3$  в м/с, при куті нахилу потоку 15°.

Результати розрахунку приведені на Рисунок 2.19 – Рисунок 2.26. Приведені функція току F, поля швидкостей  $V_1+V_2$ ,  $V_3$ ,  $V_1$ ,  $V_2$ , завихореності W та тиску D.

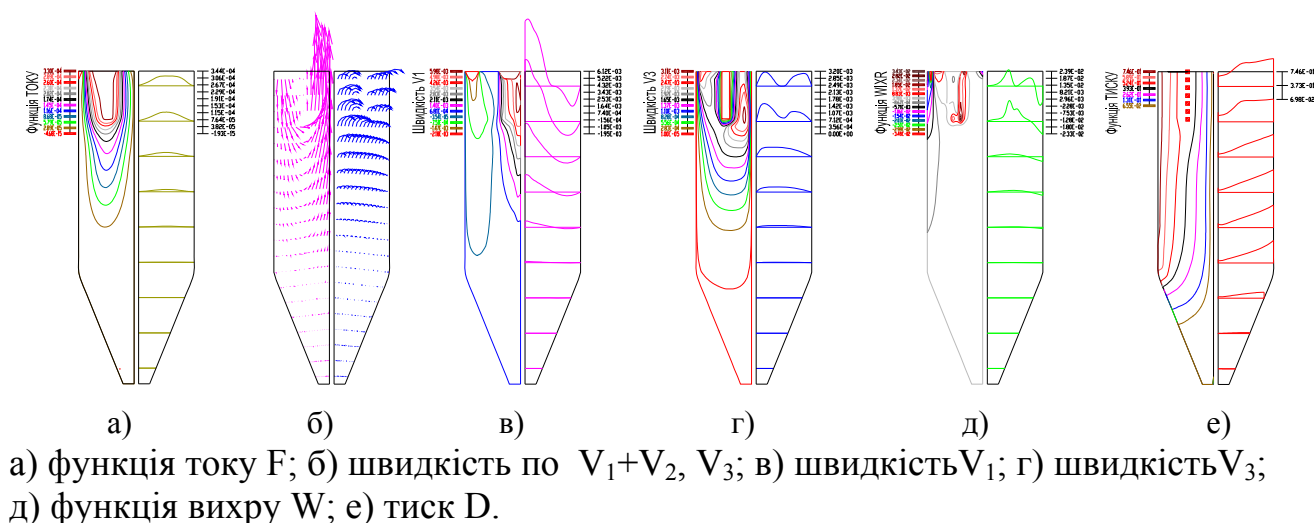
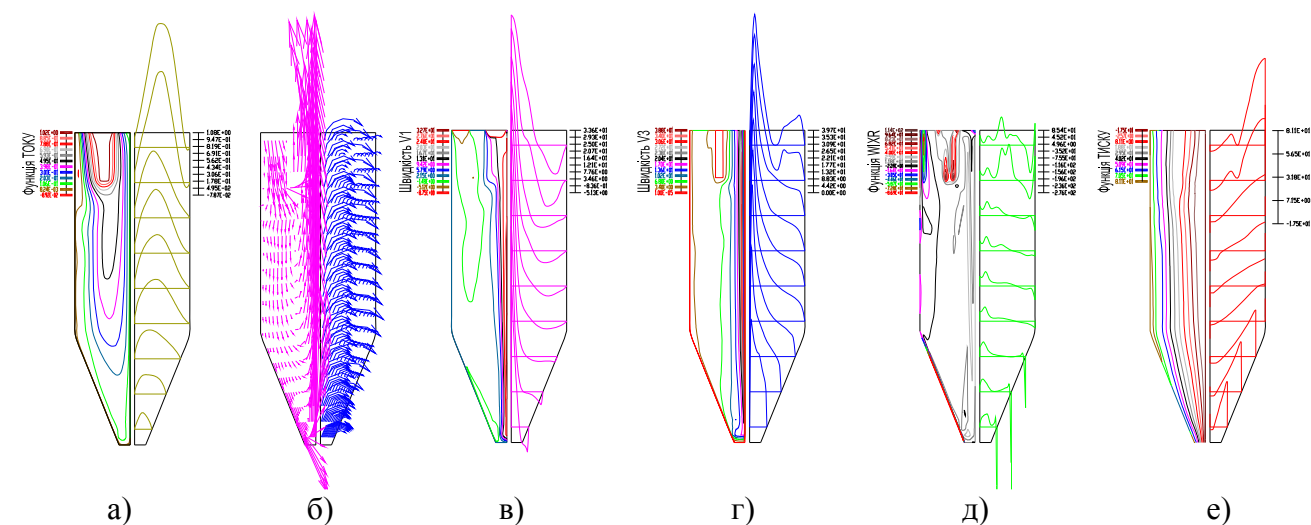


Рисунок 2.19 – Розрахунок дисперсійного середовища при  $V=0.5 \text{ м/с}$

На Рисунок 2.20 показаний потік, що потрапляє в теплообмінник зі швидкістю  $V=5.0$  м/с.



а) функція току  $F$ ; б) швидкість по  $V_1+V_2$ ,  $V_3$ ; в) швидкість  $V_1$ ; г) швидкість  $V_3$ ; д) функція вихру  $W$ ; е) тиск  $D$ .

Рисунок 2.20 – Розрахунок дисперсійного середовища при  $V=5.0$  м/с

Як видно з Рисунок 2.19, при швидкості дисперсного середовища  $V=0.5$  м/с, в потоці не виникає ефекту закручування і потік, що направляється у вихідний патрубок не потрапляє в нижню частину конусу теплообмінника. З наведених даних видно, що потік, який надходить у теплообмінник, нахилений униз, і вертикальна складова швидкості потоку поблизу стінки конуса при переміщенні продовжує збільшуватися, що пояснюється конічною формою каналу. Переміщаючись до центра конуса, потік змінює напрямок руху і починає переміщатися нагору.

На Рисунок 2.21 промодельована ситуація коли складова швидкості по  $V_3$  відсутня.

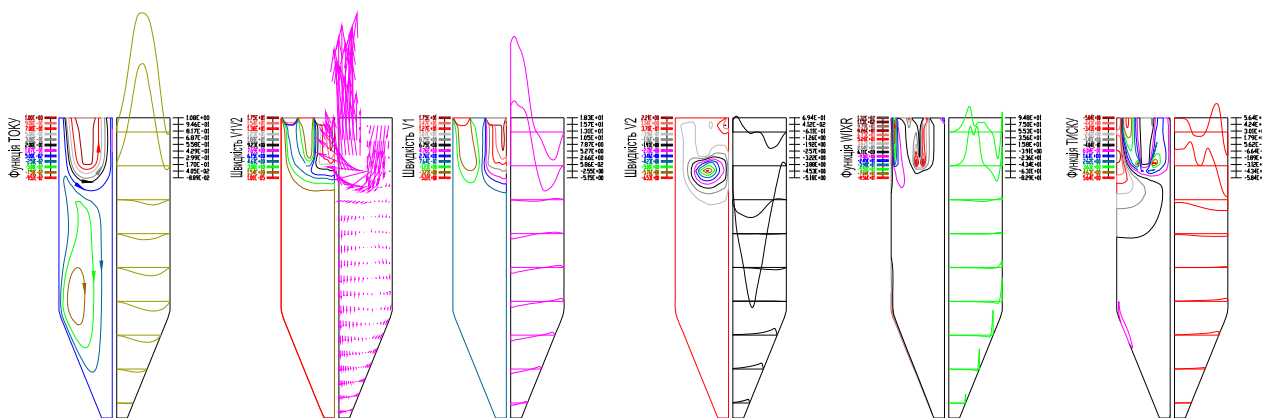


Рисунок 2.21 – Розрахунок дисперсійного середовища при  $V_1=5.0$  м/с,  $V_3=0.0$  м/с



В цьому випадку течія має циркуляційний характер, однак виникають два рециркулюючих потоки, що обертаються в протилежних напрямках. При цьому не виникає явища закручування потоку і циклон працює як полоосадна камера. Таким чином наявність  $V_3$ , параметр закручування потоку, призводить до різкої зміни течії у вихрових апаратах [82, 83].

На Рисунок 2.22 – Рисунок 2.23 розглянута робота теплообмінників при швидкості введення дисперсійного середовища  $V=10.0$  м/с та  $20.0$  м/с відповідно.

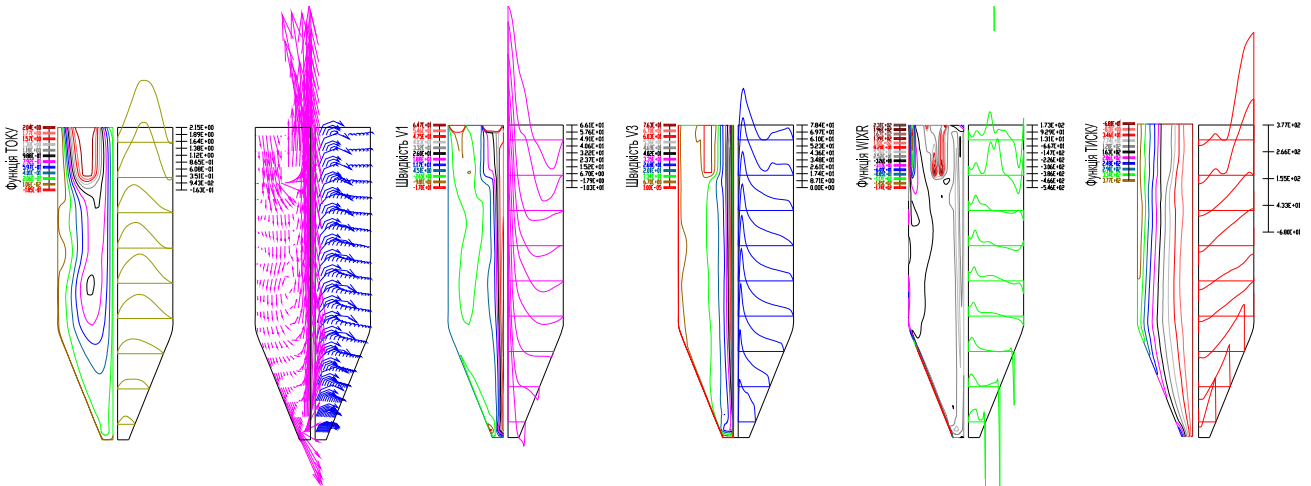


Рисунок 2.22 – Розрахунок дисперсійного середовища при  $V=10.0$  м/с

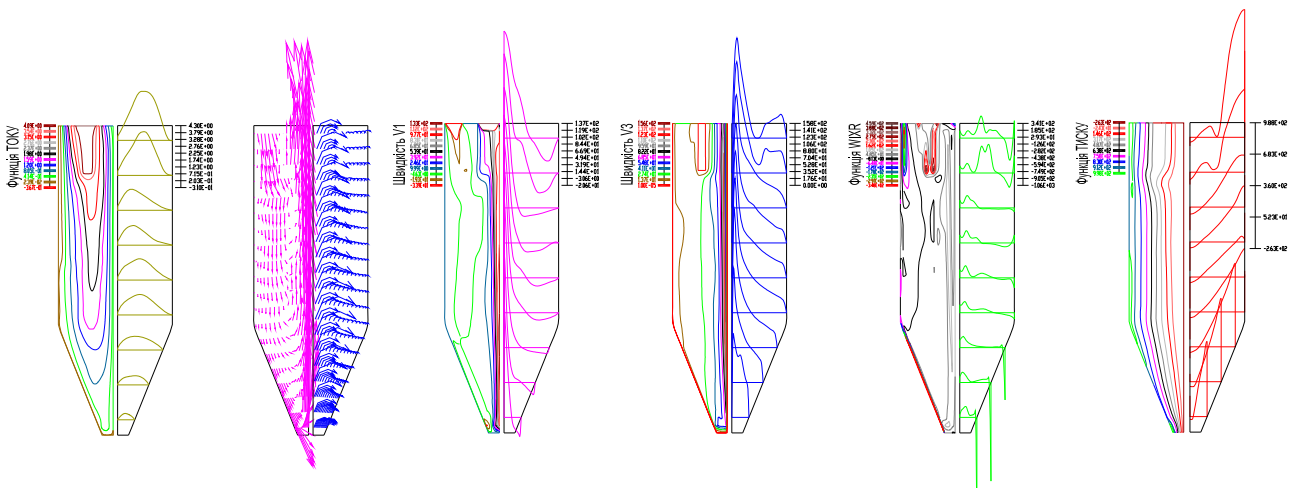


Рисунок 2.23 – Розрахунок дисперсійного середовища при  $V=20.0$  м/с

Характер руху потоку, що входить, і геометрія теплообмінника, приводять до виникнення закрученого потоку показаного на рисунках відповідними векторами швидкості та функцією току  $F$ . Значення осьової швидкості усередині змусеного вихру, спрямованої нагору суттєво перевищує значення осьової швидкості біля стінки конуса. Осьова швидкість у вихровому потоці продовжує збільшуватися в

напрямку до вершини конуса. У деякому горизонтальному перетині осьова швидкість досягає максимуму і має значення нуля між стінкою конуса і його віссю. Поблизу зливного патрубку осьова швидкість змінює знак, у результаті чого з'являється виражений вихровий потік. Однак при швидкості  $V=10.0$  м/с він не досить ефективний, що видно наприклад, по функції току  $F$  на Рисунок 2.22.

В зоні розташування конуса та по вісі потоку високе значення крім осової має також колова швидкість, що зумовлено відхиленням потоку від осового руху під дією стінки конуса і зміною напрямку потоку.

З отриманих даних можливо зробити висновок, що при швидкості потоку на вході  $V=(0.5, 5.0, 10.0)$  м/с вихровий потік ще недосить закручений, і в потоці не виникає достатнього рециркуляційного руху, що може сприяти поділу частинок Рисунок 2.19 – Рисунок 2.22, на відміну від потоку з швидкістю  $V=20.5$  м/с, що приведений на Рисунок 2.23.

На Рисунок 2.24 показана робота теплообмінника при швидкості введення дисперсійного середовища  $V=30.0$  м/с.

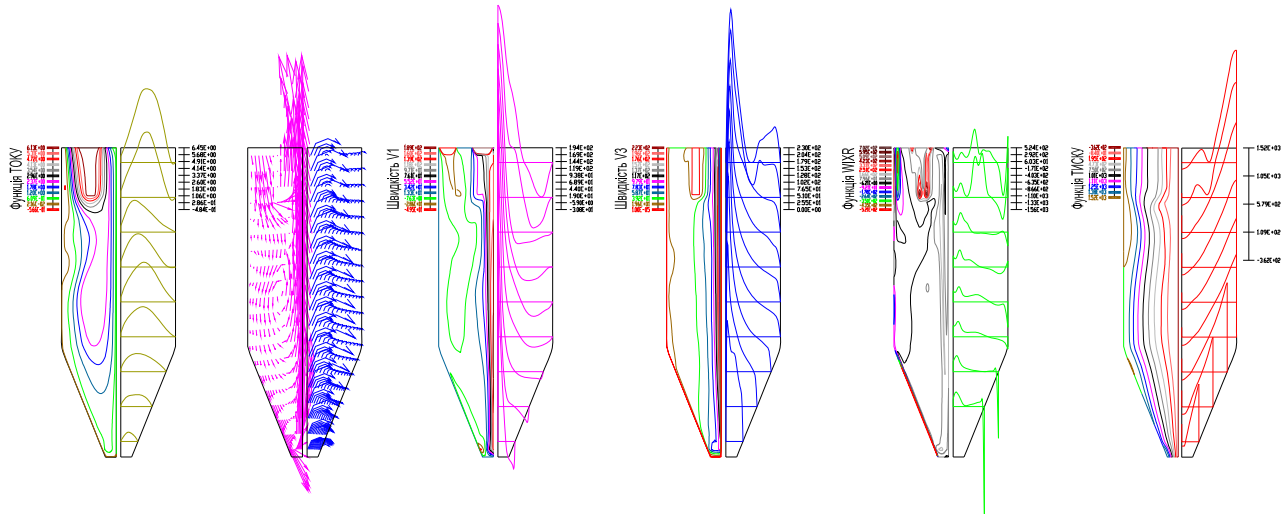


Рисунок 2.24 – Розрахунок дисперсійного середовища при  $V=30.0$  м/с

Як видно з рисунку потік починає втрачати стійкість, а вихрове ядро частково зміщується в центр потоку, функція току змінює початкову конічну форму.

Для швидкості  $V=40.0$  м/с результати приведені на Рисунок 2.25.

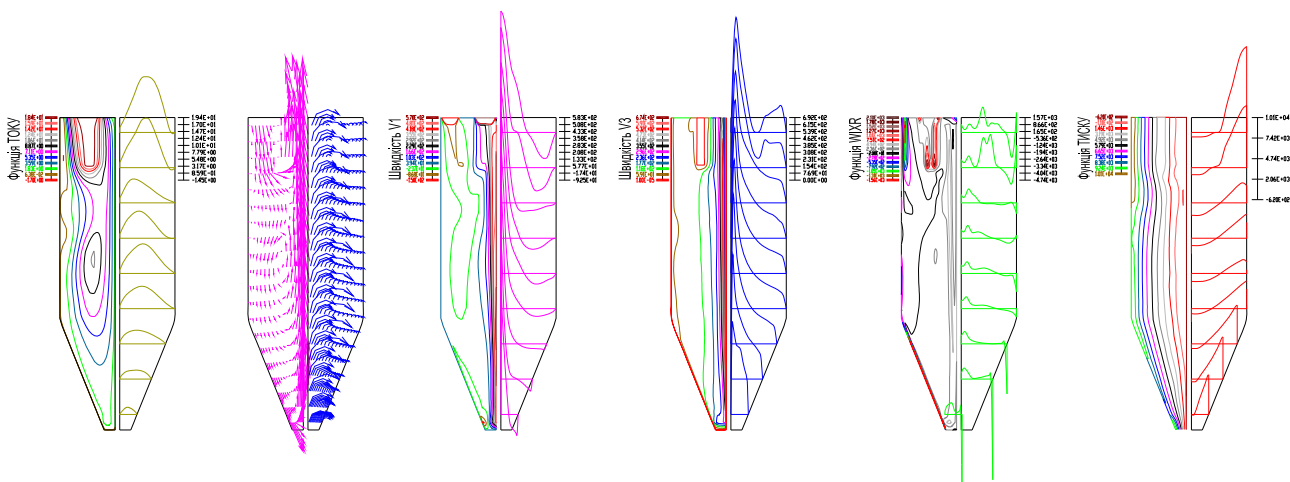


Рисунок 2.25 – Розрахунок дисперсійного середовища при  $V=40.0$  м/с

В цьому випадку потік починає втрачати стійкість, що проявляється в виникненні чітко сформованого вихрового ядра всередині потоку.

При швидкостях суттєво вищих оптимальних, наприклад  $V=60.0$  м/с потік має нестабільний характер. При цьому ядро потоку починає зміщуватись, і в потоці викають одне, або декілька вихрових ядер, що показано на Рисунок 2.26 для значень функції току  $F$  та швидкості при різних проміжках часу.

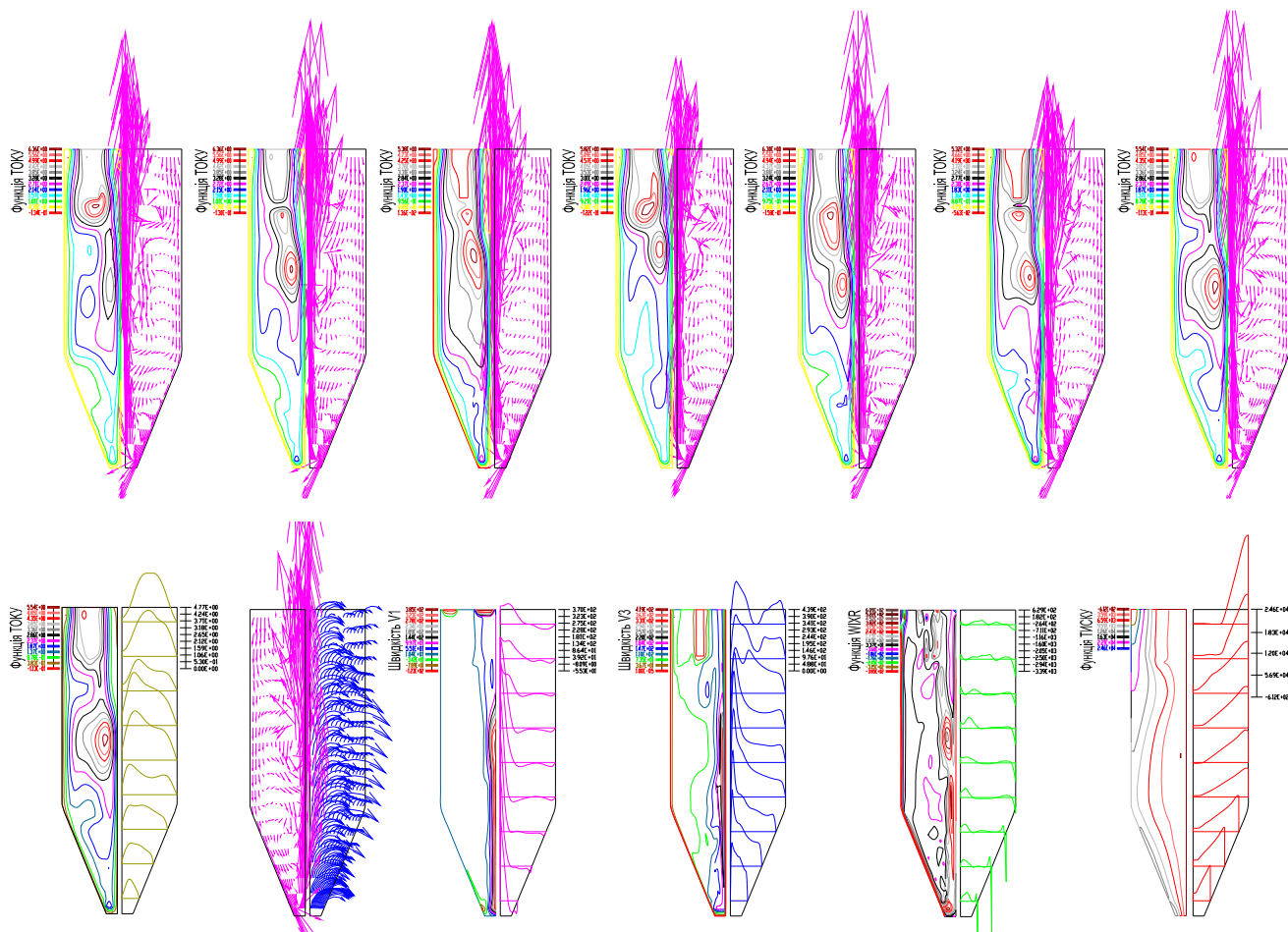


Рисунок 2.26 – Розрахунок дисперсійного середовища при  $V=60.0$  м/с

Потокам із сильним закрученням властива втрата стійкості [165], що виражається в розпаді вісесиметричного вихрового ядра і виникненні після зони розпаду декількох типів збуреного руху (одиначні чи подвійні нерухомі або прецесуючі гвинтоподібні вихри). Згідно даним [85, 127, 128], місце розташування розпаду вихору та сама можливість його появи визначаються значеннями числа Рейнольдса і параметром закручення, причому збільшення закручення потоку приводить до більш раннього виникнення розпаду, тобто розширює границі та збільшує можливість нестійкої роботи вихрових апаратів. При малій швидкості дисперсна фаза не встигає відділитись, а при великих - збільшується вторинне винесення внаслідок збільшення швидкості потоку на межі розділу фаз [223].

Таким чином, розроблена математична модель і алгоритм розрахунку досить повно описує аеродинаміки потоку в запічних теплообмінниках обертових печей, а запропонований підхід, дає можливість ефективно застосовувати розроблені методики розрахунку як для розробки нових видів обладнання, так і для дослідження окремих стадій обробки матеріалу в запічному теплообміннику пічного агрегату.

## 2.5 Висновки по розділу 2

1. Розроблено математичні моделі, методики і алгоритми розрахунку з числовою реалізацією для рішення прикладних практичних задач дослідження руху дисперсійного середовища в вихрових циклонних апаратах в криволінійній неортогональній системі координат з використанням рівнянь Нав'є – Стокса в змінних Гельмгольца з врахуванням колової швидкості  $v_3$ , тиску, енергії.

2. Результати розрахунку теплообмінників показали, що використання коефіцієнту збурення  $\chi$ , яким корегуються значення дифузійних членів рівняння, при моделюванні явищ турбулентності, дозволяє отримати допустимі рішення навіть при великих значеннях критерію Рейнольдса. Використання для визначення конвективних членів різниць назад в тих випадках, коли швидкість хвилі позитивна, і різниці вперед, якщо швидкість хвилі негативна, дає можливість зробити систему стійкою незалежно від величини кроку сітки.

3. Для апробації розробленої методики та алгоритмів розрахунку були

вирішені контрольно-тестові задачі, в яких для верифікація використовувались дані фізичного експерименту, або достовірні теоритичні дані, в результаті чого отримання рішення задовільної точності.

4. Виявлено основні фактори, що впливають на збіжність і точність рішення при використанні явних та неявних схем числового розрахунку. Запропоновано методику з використанням комбінованої схема, представлено результати числового експерименту по визначенню аеродинамічних параметрів. Отримані значення проаналізовано та зроблений висновок про ефективність використання.

5. Розроблено універсальний загальний комплекс математичних моделей, що дозволяє досліджувати більшість процесів, які протікають в циклонному теплообміннику, і може бути використаний як базовий для моделювання великої кількості аеродинамічних та теплових процесів, що протікають в апаратах аналогічного типу.

### **3 ДИНАМКА ТА СЕПАРАЦІЯ ДИСПЕРСНОЇ ФАЗИ**

В даному розділі метод аналізу дисперсійного середовища, що розглядався вище, переноситься на комплексне дослідження динаміки та сепарації дисперсної фази з врахуванням таких особливостей як нагрів частинок, тиск після хімічних перетворень, зіткнення з нерухомими стінками, можливість диспергування частинок та деякі питання вторинного винесення.

#### **3.1. Обґрунтування принципу розділення частинок**

Процеси розділення аерозольних систем складають основу багатьох виробництв хімічної, нафтохімічної, харчової, металургійної, гірничорудної, біологічної й інших галузей промисловості. Вихрові аеродинамічні розділювальні апарати знаходять широке застосування в промисловості будівельних матеріалів як класифікатори для підготовки та приготування матеріалу що піддається подальшій обробці в теплообмінних пристроях [379, 381, 384-388]. Використання цих апаратів дозволяє підвищити компактність та одиничну продуктивність установок, скоротити термін їх окупності, підвищити ефективність процесів, що в них протікають. Цим пояснюється їх застосування у технологічних лініях для виробництва цементу, де вони використовуються як запічні теплообмінні установки для попередньої обробки матеріалу перед потраплянням його в обертову піч [32, 33, 52, 104].

Однак існують фактори, що ускладнюють процес поширення вихрових аеродинамічних розділювальних апаратів [83, 165, 168, 383, 374–377]. Основними причинами обмеженого їхнього використання вважається відсутність надійних методів розрахунку аеродинаміки розділових процесів і критеріїв переходу від лабораторних моделей до великомасштабних установок.

Специфіка процесів поділу вимагає самостійного дослідження. Так як наявність потоків неоднорідних сумішей у робочих об'ємах апаратів приводить до явищ що затрудняють процес поділу: пульсації швидкостей у потоці, утворення вихрів які сприяють перемішуванню вже розділених фаз; динамічний вплив на частинки, що

осіли на робочі поверхні розділення, та за певних умов приводить до їхнього відриву від поверхонь та диспергуванні в потоці. Зазначені явища ускладнюють математичний опис процесів розподілу неоднорідних систем у потоках і дотепер вивчаються рядом дослідників [177, 183, 184, 206, 377, 378]. У багатьох апаратах, що забезпечують процес безупинного поділу аерозольних систем, має місце явище здрібнювання дисперсної фази, що сильно утрудняє поділ. Найбільш істотним фактором, що ускладнює моделювання процесу поділу неоднорідних систем, при безупинному введенні їх в апарат, є диспергування частинок при ударах, як при введенні в апарат, так і усередині апарата при взаємодії з робочими поверхнями. Причому, у випадку моделювання запічних теплообмінників обертової печі, особливості аеродинаміки цих апаратів вимагають додаткового забезпечення інтенсифікації процесів тепло і масообміну між газовим середовищем і оброблюваним матеріалом.

Аналіз розвитку агрегатів для виробництва цементу показує, що при перенесенні частини технологічного процесу в теплообмінники, габарити обертових печей зменшуються. Звідси висновок, що дослідження параметрів теплообміну циклонних теплообмінників та оптимізація їх конструкції дозволить зменшити габарити печі, а в перспективі – відмовитися від обертових печей. Саме з таких позицій видно актуальність дослідження вказаних теплових агрегатів.

До теперішнього часу багато питань, пов'язаних з розрахунком промислових циклонних теплообмінників, залишилися невирішеними. Чисто експериментальний підхід не вирішує проблему, оскільки відсутня узагальненість результатів досліджень. Теоретичний підхід зумовлений труднощами математичного характеру і може бути застосований тільки при введенні відповідних спрощень, що часом спотворюють фізику процесу. Тому розробка ефективних методів розрахунку процесів, що відбуваються в апаратах циклонного типу є вкрай актуальним.

В результаті розвитку обчислювальної техніки з'явилася можливість змоделювати такий складний процес, як рух частинки в циклоні. При цьому аеродинамічне поле замінюється дискретною сітковою моделлю, і в кожному вузлі сітки необхідно, щоб були задані швидкості, щільність потоку та поле температур.

Дня полегшення рішення задач раціонального вибору процесу, пристроїв і

режиму поділу в конкретних випадках, доцільно описати фізико-хімічну сутність сепарування аерозольних систем з єдиних позицій. Незважаючи на удавані розходження явищ, що протікають при поділі аерозольних систем, вони мають ряд особливостей, що виявляються незалежно від способу здійснення поділу. Ця обставина дає можливість представити загальний механізм процесів руху та поділу.

Вважаємо, що в результаті сепарації з часом відбувається заповнення деяких умовних робочих зон – **збірників частинок**, компонентами продуктів що розділяються в потоці по різних фазам аерозольної системи Рисунок 3.1. Склад речовини, що знаходиться в цих збірниках, відмінний від складу похідної системи. З цього випливає, що у всіх процесах поділу має місце спрямоване перенесення маси.

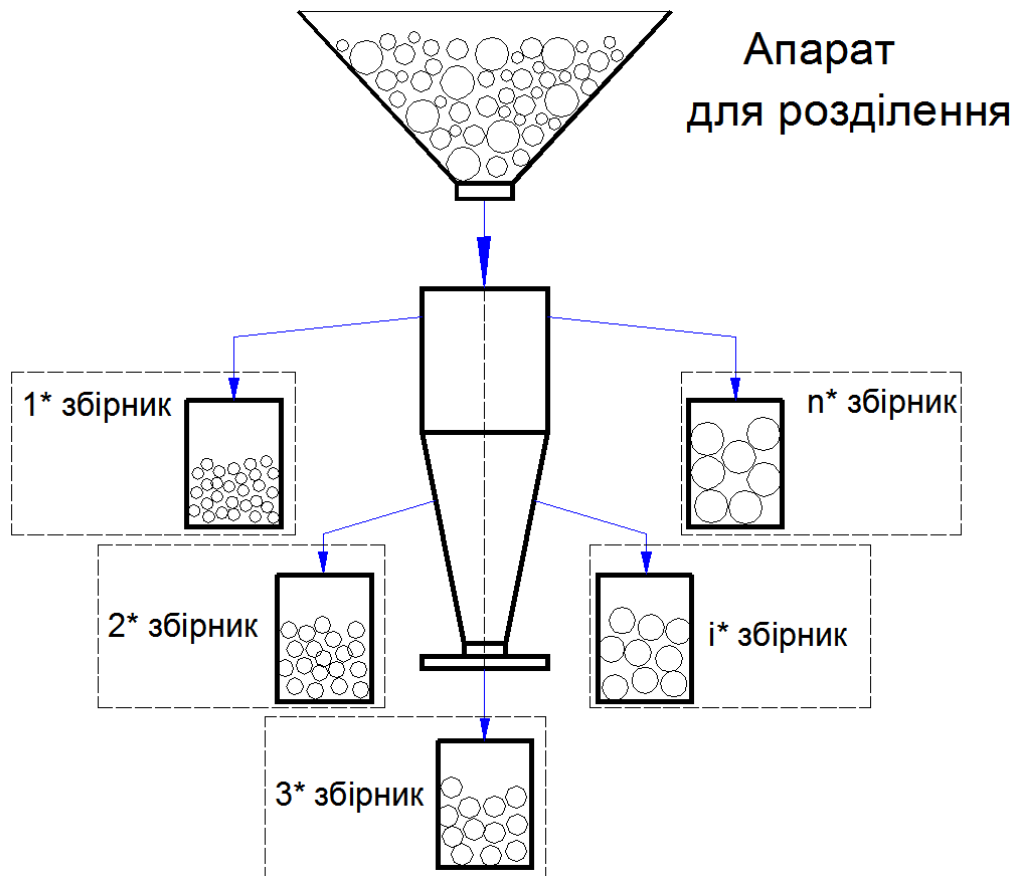


Рисунок 3.1 – Принципіальна схема розділення частинок дисперсної фази

Для аналізу процесу сепарації необхідно розглянути рух частинок поділюваної системи. З цією метою вводяться такі елементи як маса поділюваних фаз, що не піддаються істотним змінам протягом усього процесу. Так як в самому загальному випадку поділ аерозольних систем може протікати при розділенні твердих фаз до їхньої наступного стану, то для спільності опису фізико-хімічної сутності процесу



необхідно описувати рух кожної частинки поділюваної системи, а у випадках протікання хімічних реакцій навіть кожної молекули чи атома. Тому для здійснення будь-якого процесу поділу необхідно і достатньо, щоб поділювані речовини, в результаті протікання процесу, виявилися в різних просторових областях, потрапляючи в призначені для них збірники. Таким чином, сепарація аерозольних систем здійснюється в тому випадку, якщо діючі сили забезпечують відносно переміщення складових фаз. Це дозволяє вказати ряд фізико-хімічних впливів, що приводять до поділу аерозольних систем, і тим самим дають можливість виявити способи її інтенсифікації.

У випадку агрегативно стійких дисперсних систем обчислення можна проводити для окремо узятих частинок, не розчленовуючи їх на більш дрібні елементи. Для грубодисперсних систем можливий випадок детермінованого руху частинок. В даній роботі розглядається розв'язання задачі для дисперсних систем, у випадку руху детермінованих частинок в газовому потоці. Вважається, що якщо середня відстань між частинками в аеродисперсній системі значно перевищує їх діаметр (за деякими оцінками - більш ніж у 30 разів [168, 199]), то аеродинамічною взаємодією частинок можна знехтувати. Виконання цієї умови аналогічно дотримання нерівності  $n < 3,7 \cdot 10^5 d^3$ , тобто для частинок діаметром 1 мкм вона виконується при концентрації менше  $3,7 \cdot 10^{13} \text{ м}^3$ , 10 мкм - менше  $3,7 \cdot 10^{10} \text{ м}^3$ , 100 мкм - менше  $3,7 \cdot 10^7 \text{ м}^3$ . Експериментальні дослідження також показують, що при масовій концентрації твердих частинок менше  $100\text{-}200 \text{ г / м}^3$ , їх взаємодія не позначається на ефективності сепарації [200, 201].

Список збірників частинок можливо розширити в залежності від мети дослідження. Наприклад вивчаючи процес коагуляції частинок доцільно використати збірники частинок по часу. В такому збірнику будуть знаходитись частинки, які потрапили в нього через  $0.1, 0.2 \dots N_i$  секунд. Їх кількість та місцезнаходження дають можливість визначити вірогідність утворення з'єднання для отримання агрегату. Слід зауважити, що застосовування декількох варіантів збірників частинок, які використовуються для рішення задачі, не виключають інших, а навпаки доповнюють вказані системи. Однак в цьому випадку розрахунок буде більш складним і матиме ітераційний характер.

### 3.2. Математична модель для дослідження процесу руху частинок матеріалу дисперсної фази

Використовуючи квазикласичне наближення, застосовуване при температурах  $T \geq 4^0 K$ , можемо записати в загальному вигляді систему диференціальних рівнянь руху частинок:

$$m_k \frac{d^2 \vec{R}_k}{dt^2} = \sum \vec{F} \quad (3.1)$$

де  $m_i$  - маса частки  $k$  - тої фази;

$\vec{R}_k$  - радіус вектор частки, частки  $k$  - тої фази;

$\sum \vec{F}$  - сума зовнішніх сил що діють на частку.

При переміщенні в турбулентному потоці на частинку діють сили що можливо класифікувати наступним чином [184].

Сила аеродинамічного опору середовища. Причиною виникнення даної сили є відмінність в швидкості газу й швидкості частинки, що рухається в ньому. Дія сили аеродинамічного опору приводить до прискорення частинки якщо  $U > V$  і, навпаки, до гальмування у випадку, коли  $U < V$ . Вираз для аеродинамічної сили має вигляд:

$$\vec{F}_A = C_{D\rho} \frac{\pi d_p^2}{4} \frac{|\vec{U} - \vec{V}|(\vec{U} - \vec{V})}{2} \quad (3.2)$$

Сила ваги. Разом із силою аеродинамічного опору є однією з найважливіших силових факторів, що визначають динаміку частинок. Вираз для визначення сили ваги:

$$\vec{F}_g = \rho_p \frac{\pi d_p^3}{6} \vec{g} . \quad (3.3)$$

Але, враховуючи, що розмір частинок вихідного матеріалу, що оброблюється в теплообміннику досить малий (близько 5-100 мкм), а  $\rho_c \ll \rho_m$ , то силою ваги, при розгляді руху частки в повітряному потоці, можна знехтувати [167, 189].

Сила Сефмена. Причина виникнення – неоднорідність профілю середньої швидкості несучого газу. Різниця відносних швидкостей обтікання частинки з різних сторін приводить до виникнення змін тисків. Рух частинки здійснюється в напрямку зниженого тиску. Величина сили Сефмена, що діє на частинку при її русі в ламінарному

потоці з лінійним профілем швидкості, визначається по наступній залежності [185]:

$$F_S = ksv^{\frac{1}{2}} \rho d_p^2 (U_x - V_x) \left( \frac{dU_x}{dr} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.4)$$

Сила Магнуса. Причиною виникнення є обертання частинки. При русі в потоці газу частинки складної форми (несферичні) завжди обертаються. Сферичні частинки також будуть обертатися в потоці з неоднорідним профілем швидкості. Обертаючись, частинка захоплює за собою газ. У результаті на тій стороні, де напрямлення обтікання й обертання елементів газу збігаються, тиск стає зниженим у порівнянні з областю, де ці напрямки протилежні. Таким чином, частинка буде переміщатися у напрямку зниженого тиску. Величина сили, що діє на частинку при її обертанні в ламінарному потоці з однорідним профілем швидкості визначається виразом [186, 187, 188]:

$$\vec{F}_M = k_M \rho \left( \frac{d_p}{2} \right)^3 (\vec{W} \times \vec{\omega}_p) \quad (3.5)$$

де  $\vec{\omega}_p$  – швидкість обертання частинки,  $k_M$  – коефіцієнт обертання.

Згідно з досліджень [167, 189], для частинок матеріалу діаметром 10 мкм – 1000 мкм, сила Магнуса і підйомна сила на кілька порядків менше сили аеродинамічного опору повітряного середовища, тому в нашому випадку даними силами можна знехтувати.

Сила турбофореа. Причина виникнення – неоднорідність профілю пульсаційної швидкості несучого газу. Градієнт профілю поперечної складової пульсаційної швидкості приводить до спрямованого зсуву частинки у бік зменшення інтенсивності пульсацій. Вираження для сили турбофореа, що діє на частинку, має вигляд [167]

$$F_{TU} = -\frac{1}{2} \rho_p \frac{\pi d_p^3}{6} \frac{\partial \overline{u_r'^2}}{\partial r} \quad (3.6)$$

Сила термофореа. Причина виникнення - неоднорідність профілю температури несучого газу. З тієї сторони частинки, де має місце більш висока температура, молекули газу надають більше інтенсивний силовий вплив на частинку. У такий спосіб частинка прагне рухатися з більше нагрітих областей у менш прогріті. Вираження для сили термофореа, що діє на частинку, що має

низьку теплопровідність, має вигляд [198]

$$F_T = -\frac{4,5\rho v^2 d_p \lambda}{T(2\lambda + \lambda_p)} \frac{\partial T}{\partial r} \quad (3.7)$$

Таким чином частинку, на при звичайних параметрах і умовах руху, діють наступні сили.

$$m_k \frac{d^2 \vec{R}_k}{dt^2} = \sum \vec{F}_{B3_k} + \vec{F}_{3H_k} + \vec{F}_A + \vec{F}_g + F_s + \vec{F}_M + \vec{F}_{TU} + \vec{F}_T \quad (3.8)$$

де  $\vec{F}_{B3_k}$  - сила взаємодії частинки  $k$  - тої фази з іншими частинками;

$\vec{F}_{3H_k}$  - рівнодіюча зовнішніх сил на частинку  $k$  - тої дисперсної фази.

При аналізі руху частинок в вісесиметричному каналі зробимо наступні припущення: встановилась стала течія газу; силами Сефмена, термофореа, термофореа, турбулентного масопереносу і силу молекулярного взаємодії також знехтуємо. Дані сили найбільш доцільно враховувати для рухомих в повітряному потоці частинок матеріалу діаметром  $d < 1$  мкм [193, 195, 196]. У нашому випадку також можна знехтувати зовнішньою масовою силою та  $\vec{F}_{B3_k}$ , тому що сила тяжіння на декілька порядків менше інерційних сил, що виникають під час руху потоку [194, 197, 198], а сили взаємодії частинок при зіткненні, для вихрових апаратів що розглядаються, у край незначні.

Тоді система рівнянь руху частинки в газовому потоці може бути записана у вигляді:

$$m_k \frac{d^2 \vec{R}_k}{dt^2} = \vec{F}_{3H_k} \quad (3.9)$$

Систему диференціальних рівнянь (3.9) необхідно доповнити початковими умовами, тобто задати значення координат і швидкостей частинок у момент надходження їх в апарат та швидкість дисперсійного середовища.

Для визначеної фази маємо:

$$m_k \frac{d^2 \vec{R}_k}{dt^2} = m \cdot \dot{\vec{V}}_{(m)} \quad (3.10)$$

де

$$\dot{\vec{V}}_{(m)} = \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial x_{(m)}^2} \frac{\partial x_{(m)}^i}{\partial \tau} \quad (3.11)$$

підставивши в (3.10) отримаємо:

$$m_k \frac{d^2 \vec{R}_k}{dt^2} = m \cdot \left[ \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial x_{(m)}^2} V_{(m)}^i \right] \quad (3.12)$$

Рівнодіюча зовнішніх сил на частинку  $k$  –тої фази визначається з виразу:

$$\vec{F}_{3H_k} = F_{Di} \cdot n_i \quad (3.13)$$

де  $n$  – число частинок в одиниці об'єму, а  $F_{Di}$  – сила опору середовища.

Сила опору середовища – це сила, що перешкоджає відхиленню траєкторії частинки від траєкторії потоку. Тіло, що рухається, буде зіштовхуватись з частинками, що створюють середовище, і передавати їм частину свого імпульсу. Швидкість зміни імпульсу тіла дорівнює силі опору середовища  $F_D$ . В загальному вигляді, якщо використовувати член  $w^2/2$  для сфери діаметром  $d$ , матимемо

$$F_D = [C_D \pi \rho_c d^2 w^2] / 8 \quad (3.14)$$

де  $C_D$  – коефіцієнт опору середовища.

При цьому, якщо частка не круглої форми, то для знаходження  $C_D$  використовують поправочний коефіцієнт  $y$  ( $C_D = C_D \cdot y$ ).

Однак коефіцієнт  $C_D$  непостійний, і існує багато випадків виникнення опору течії, що залежить від числа Рейнольдса, наприклад коли переважає деформаційний опір (мале число Рейнольдса). Постійним коефіцієнт опору середовища може бути для форми і положення тіла в потоці в тих випадках, коли повний опір середовища є переважно опором тиску (значне число Рейнольдса). Данні по корегуванню коефіцієнта  $C_D$ , який використовується в подальшому в математичних моделях приведені в Додатку Б.

Якщо мається подібність потоків навколо тіл подібної форми, для випадків, коли подібне відношення сил у поверхні тіл, то можна сказати, що це еквівалентно існуванню подоби сил опору, коли числа Рейнольдса двох тіл тотожні. Але тоді коефіцієнти опору середовища для цих двох випадків також тотожні, тобто  $C_D = f(Re)$ . Дане твердження вірне для будь-якої форми і положення тіла. Коефіцієнт опору середовища можна визначити наступним способом.

Для ламінарного потоку

$$C_D = 24/\text{Re}. \quad (3.15)$$

Таким чином сила опору середовища визначається по залежності:

$$F_D = \frac{24}{\text{Re}} \cdot \frac{\pi \rho_c d^2 w^2}{8 \left( \frac{\rho_m \pi d^3}{6} \right)} m = \frac{18 \nu \rho_c w^2}{\rho_m w d^2} m = \frac{18 \nu \rho_c w}{\rho_m d^2} m = k_l w m \quad (3.16)$$

де  $m$  - маса частинки,

$$k_l = 18 \frac{\rho_c \nu}{\rho_m d^2} \quad (3.17)$$

Тоді враховуючи що:

$$\vec{R} = F_{Di} \cdot n_i \quad (3.18)$$

де  $n$  – число частинок в одиниці об'єму, а

$$\vec{J} = -m \cdot \dot{\vec{V}}_{(m)} \quad (3.19)$$

де  $\frac{\partial x_{(m)}^i}{\partial \tau} = V_{(m)}^i$

$$\dot{\vec{V}}_{(m)} = \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} = \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial x_{(m)}^2} \frac{\partial x_{(m)}^i}{\partial \tau}, \quad (3.20)$$

підставивши в (3.19) отримаємо:

$$\vec{J} = -m \cdot \left[ \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial x_{(m)}^2} V_{(m)}^i \right]. \quad (3.21)$$

Рівняння (3.1) у цьому випадку, з врахуванням (3.16) і (3.21) буде мати вид:

$$k_l w m - m \cdot \left[ \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial x_{(m)}^2} V_{(m)}^i \right] = 0 \quad (3.22)$$

Оскільки  $w$ - швидкість руху точки щодо потоку, то:

$$w = \vec{V}_c - \vec{V}_m \quad (3.23)$$

де  $\vec{V}_c$  - швидкість середовища,  $\vec{V}_m$  - швидкість частинки. Тоді

$$\frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial x_{(m)}^2} V_{(m)}^i + k_l \vec{V}_{(m)} = k_l \vec{V}_{(c)} \quad (3.24)$$

Загальний вид формули руху матеріалу при ламінарному режимі буде:

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} + k_l \vec{V} = k_l \vec{V}_c.$$

Або

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}}{\partial x^i} V^i + k_l V^i = k_l \vec{V}_c. \quad (3.25)$$

З рівняння (3.25) отримаємо розрахункову формулу

$$\frac{\partial V^i}{\partial \tau} + \left[ \frac{\partial V^i}{\partial x^m} + \Gamma_{mj}^i V^j \right] V^m + k_l V^i = k_l V_c^i,$$

тобто

$$\frac{\partial V^i}{\partial \tau} + V^m \frac{\partial V^i}{\partial x^m} + V^m \Gamma_{mj}^i V^j + k_l V^i = k_l V_c^i. \quad (3.26)$$

У цьому рівнянні  $\Gamma_{mj}^i$  - символ Кристоффеля 2 роду.

У (3.26) другий член лівої частини дорівнює

$$V^m \frac{\partial V^i}{\partial x^m} = V^1 \frac{\partial V^i}{\partial x^1} + V^2 \frac{\partial V^i}{\partial x^2} + V^3 \frac{\partial V^i}{\partial x^3} \text{ де } m=1, 2, 3.$$

Третій член лівої частини дорівнює

$$\begin{aligned} V^m \Gamma_{mj}^i V^j &= V^1 \Gamma_{1j}^i V^j + V^2 \Gamma_{2j}^i V^j + V^3 \Gamma_{3j}^i V^j = \\ &= V^1 \Gamma_{11}^i V^1 + V^1 \Gamma_{12}^i V^2 + V^1 \Gamma_{13}^i V^3 + V^2 \Gamma_{21}^i V^1 + V^2 \Gamma_{22}^i V^2 + V^2 \Gamma_{23}^i V^3 + \\ &\quad + V^3 \Gamma_{31}^i V^1 + V^3 \Gamma_{32}^i V^2 + V^3 \Gamma_{33}^i V^3; \end{aligned}$$

де  $m=1, 2, 3; j=1, 2, 3;$

Символ Кристоффеля  $\Gamma_{mj}^i$  дорівнює

$$\Gamma_{mj}^i = \frac{1}{2} g^{si} \left[ \frac{\partial g_{sj}}{\partial x^m} + \frac{\partial g_{sm}}{\partial x^j} - \frac{\partial g_{jm}}{\partial x^s} \right] = \frac{1}{2} \sum_{s=1}^3 \left( g^{si} \left[ \frac{\partial g_{sj}}{\partial x^m} + \frac{\partial g_{sm}}{\partial x^j} - \frac{\partial g_{jm}}{\partial x^s} \right] \right) s=1, 2, 3 \quad (3.27)$$

де  $g^{si}, (\partial g_{sj})$  - контраваріантні (коваріантні) компоненти метричного тензора.

Для рішення поставленої задачі про рух частинок у теплообміннику зручно

розглядати рішення в циліндричних координатах.

Загальний вид рівняння в цьому випадку буде

$$\frac{\partial V^{i''}}{\partial \tau} + \left( \frac{\partial V^{i''}}{\partial x^n} C_{m''}^n + \Gamma_{m''j''}^{i''} V^{j''} \right) V^{m''} + k V^{i''} = k V_c^{i''} \quad (3.28)$$

Остаточно визначивши значення в (3.28) у циліндричних координатах отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{\partial V^{1''}}{\partial \tau} + V^n \frac{\partial V^{1''}}{\partial x^n} + k_l V^{1''} = k_l V_c^{1''}, & \text{при } i'' = 1 \\ \frac{\partial V^{2''}}{\partial \tau} + \left( V^n \frac{\partial V^{2''}}{\partial x^n} - r V^{3''} V^{3''} \right) + k_l V^{2''} = k_l V_c^{2''}, & \text{при } i'' = 2, \\ \frac{\partial V^{3''}}{\partial \tau} + \left( V^n \frac{\partial V^{3''}}{\partial x^n} + 2 \frac{1}{r} V^{2''} V^{3''} \right) + k_l V^{3''} = k_l V_c^{3''}, & \text{при } i'' = 3. \end{cases} \quad (3.29)$$

Так як  $r = x^{2''}$ ,  $\Gamma_{3''2''}^{3''} = \Gamma_{2''3''}^{3''} = \frac{1}{r}$ ,  $\Gamma_{3''3''}^{2''} = r$ , а інші  $\Gamma_{m''j''}^{i''}$  рівні 0. Розписуючи

значення по n маємо для ламінарного режиму

$$\begin{cases} \frac{\partial V^{1''}}{\partial \tau} + V^1 \frac{\partial V^{1''}}{\partial x^1} + V^2 \frac{\partial V^{1''}}{\partial x^2} + k_l V^{1''} = k_l V_c^{1''} \\ \frac{\partial V^{2''}}{\partial \tau} + \left( V^1 \frac{\partial V^{2''}}{\partial x^1} + V^2 \frac{\partial V^{2''}}{\partial x^2} - r V^{3''} V^{3''} \right) + k_l V^{2''} = k_l V_c^{2''} \\ \frac{\partial V^{3''}}{\partial \tau} + \left( V^1 \frac{\partial V^{3''}}{\partial x^1} + V^2 \frac{\partial V^{3''}}{\partial x^2} + 2 \frac{1}{r} V^{2''} V^{3''} \right) + k_l V^{3''} = k_l V_c^{3''} \end{cases} \quad (3.30)$$

При турбулентному режимі

$$C_D = 0.44. \quad (3.31)$$

З урахуванням формул (3.1) і (3.14) отримаємо:

$$F_D = 0.44 \cdot \frac{\pi \rho_c d^2 w^2}{8 \left( \frac{\rho_m \pi d^3}{6} \right)} m = k_t w^2 m \quad (3.32)$$

$$k_t = 0.33 \cdot \frac{\rho_c}{\rho_m d} \quad (3.33)$$

Враховуючи (3.14) та рівняння і значення (3.19) і (3.32) маємо



$$k_t w^2 m - m \cdot \left[ \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial \tau} + \frac{\partial \vec{V}_{(m)}}{\partial x_{(m)}^2} V_{(m)}^i \right] = 0 \quad (3.34)$$

Виконавши відповідні перетворення, з врахуванням  $w = \vec{V}_c - \vec{V}_m$  отримаємо у векторній формі

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial \tau} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} + k_t \vec{V} \vec{V} - 2k_t \vec{V} \vec{V}_c = k_t \vec{V}_c \vec{V}_c,$$

або

$$\frac{\partial V^i}{\partial \tau} + \left( \frac{\partial V}{\partial x^m} + \Gamma_{mj}^i V^j \right) V^m + k_t V^i V^i - 2k_t V^i V_c^i = k_t V_c^i V_c^i. \quad (3.35)$$

Для перетворення в циліндричні координати введемо індекс  $i''$ , після цього отримаємо.

$$\frac{\partial V^{i''}}{\partial \tau} + V^{m''} \frac{\partial V}{\partial x^{n''}} + \Gamma_{m''j''}^{i''} V^{j''} V^{m''} + k_t V^{i''} V^{i''} - 2k_t V^{i''} V_c^{i''} = k_t V_c^{i''} V_c^{i''} \quad (3.36)$$

Так як  $r = x^{2''}$ ,  $\Gamma_{3''2''}^{3''} = \Gamma_{2''3''}^{3''} = \frac{1}{r}$ ,  $\Gamma_{3''3''}^{2''} = r$ , а інші  $\Gamma_{m''j''}^{i''}$  рівні 0, то, розписавши

значення по n, отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{\partial V^{1''}}{\partial \tau} + V^1 \frac{\partial V^{1''}}{\partial x^1} + V^2 \frac{\partial V^{1''}}{\partial x^2} + k_t V^{1''} V^{1''} - 2k_t V^{1''} V_c^{1''} = k_t V_c^{1''} V_c^{1''} \\ \frac{\partial V^{2''}}{\partial \tau} + \left( V^1 \frac{\partial V^{2''}}{\partial x^1} + V^2 \frac{\partial V^{2''}}{\partial x^2} - r V^{3''} V^{3''} \right) + k_t V^{2''} V^{2''} - 2k_t V^{2''} V_c^{2''} = k_t V_c^{2''} V_c^{2''} \\ \frac{\partial V^{3''}}{\partial \tau} + \left( V^1 \frac{\partial V^{3''}}{\partial x^1} + V^2 \frac{\partial V^{3''}}{\partial x^2} + 2 \frac{1}{r} V^{2''} V^{3''} \right) + k_t V^{3''} V^{3''} - 2k_t V^{3''} V_c^{3''} = k_t V_c^{3''} V_c^{3''} \end{cases} \quad (3.37)$$

При побудові дискретної кінцево-різницевої моделі поставимо у відповідність безупинно визначеній (континуальній) функції  $V^{i''}$  дискретну функцію  $\Phi^i$ , визначену у вузлах різницевої сітки. Для зручності замінимо  $V^{1''}$  на U,  $V^{2''}$  на V,  $V^{3''}$  на W. Отримаємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{\partial \Phi^1}{\partial \tau} + \frac{\partial(U\Phi^1)}{\partial x} + \frac{\partial(V\Phi^1)}{\partial y} + k_l \Phi^1 = k_l \Phi_c^1 \\ \frac{\partial \Phi^2}{\partial \tau} + \left( \frac{\partial(U\Phi^2)}{\partial x} + \frac{\partial(V\Phi^2)}{\partial y} - rWW \right) + k_l \Phi^2 = k_l \Phi_c^2 \\ \frac{\partial \Phi^3}{\partial \tau} + \left( \frac{\partial(U\Phi^3)}{\partial x} + \frac{\partial(V\Phi^3)}{\partial y} + 2\frac{1}{r}VW \right) + k_l \Phi^3 = k_l \Phi_c^3 \end{cases} \quad (3.38)$$

Аналогічно для турбулентного режиму маємо.

$$\begin{cases} \frac{\partial \Phi^1}{\partial \tau} + \frac{\partial(U\Phi^1)}{\partial x} + \frac{\partial(V\Phi^1)}{\partial y} + k_t \Phi^1 \Phi^1 - 2k_t \Phi^1 \Phi_c^1 = k_t \Phi_c^1 \Phi_c^1 \\ \frac{\partial \Phi^2}{\partial \tau} + \left( \frac{\partial(U\Phi^2)}{\partial x} + \frac{\partial(V\Phi^2)}{\partial y} - rWW \right) + k_t \Phi^2 \Phi^2 - 2k_t \Phi^2 \Phi_c^2 = k_t \Phi_c^2 \Phi_c^2 \\ \frac{\partial \Phi^3}{\partial \tau} + \left( \frac{\partial(U\Phi^3)}{\partial x} + \frac{\partial(V\Phi^3)}{\partial y} + 2\frac{1}{r}VW \right) + k_t \Phi^3 \Phi^3 - 2k_t \Phi^3 \Phi_c^3 = k_t \Phi_c^3 \Phi_c^3 \end{cases} \quad (3.39)$$

При цьому в кінцево-різницевій моделі і змінюється від 1 до NX, j від 1 до NY. Використовується загальний шаблон розрахункової схеми приведений в попередньому розділі.

Розглянемо кінцево-різницеві аналоги членів рівнянь, приведених у системі (3.30).

$$\begin{aligned} \frac{\partial \Phi^1}{\partial \tau} &= \frac{\Phi_{i,j}^{k+1} - \Phi_{i,j}^k}{\Delta \tau} = \frac{\tilde{\Phi}_{i,j} - \Phi_{i,j}}{\Delta \tau} \\ \frac{\partial(U\Phi)}{\partial x} &= \frac{1}{\Delta x} \left[ (U\Phi)_{i+\frac{1}{2},j} - (U\Phi)_{i-\frac{1}{2},j} \right] = \frac{1}{\Delta x} \left[ \left( U_{i+\frac{1}{2},j}^+ \Phi_{i,j} + U_{i+\frac{1}{2},j}^- \Phi_{i+1,j} \right) - \left( U_{i-\frac{1}{2},j}^+ \Phi_{i-1,j} + U_{i-\frac{1}{2},j}^- \Phi_{i,j} \right) \right] \\ \frac{\partial(V\Phi)}{\partial y} &= \frac{1}{\Delta y} \left[ (V\Phi)_{i+\frac{1}{2},j} - (V\Phi)_{i-\frac{1}{2},j} \right] = \frac{1}{\Delta y} \left[ \left( V_{i+\frac{1}{2},j}^+ \Phi_{i,j} + V_{i+\frac{1}{2},j}^- \Phi_{i+1,j} \right) - \left( V_{i-\frac{1}{2},j}^+ \Phi_{i-1,j} + V_{i-\frac{1}{2},j}^- \Phi_{i,j} \right) \right] \\ D &= k_l \left( \Phi_{i,j(c)}^i - \Phi_{i,j}^i \right) \\ D &= k_t \left( \Phi_{i,j(c)}^i \Phi_{i,j(c)}^i + 2\Phi_{i,j}^i \Phi_{i,j(c)}^i - \Phi_{i,j}^i \Phi_{i,j}^i \right) \\ D_r^1 &= 0; D_r^2 = r_{i,j} W_{i,j} W_{i,j}; D_r^3 = \frac{2}{r_{i,j}} V_{i,j} W_{i,j} \end{aligned}$$

Підставляючи в (3.39) отримаємо

$$\begin{aligned}
& \frac{\tilde{\Phi}_{i,j} - \Phi_{i,j}}{\Delta \tau} + \frac{1}{\Delta x} \left[ \left( U_{i+\frac{1}{2},j}^+ \Phi_{i,j} + U_{i+\frac{1}{2},j}^- \Phi_{i+1,j} \right) - \left( U_{i-\frac{1}{2},j}^+ \Phi_{i-1,j} + U_{i-\frac{1}{2},j}^- \Phi_{i,j} \right) \right] \\
& + \frac{1}{\Delta y} \left[ \left( V_{i,j+\frac{1}{2}}^+ \Phi_{i,j} + V_{i,j+\frac{1}{2}}^- \Phi_{i,j+1} \right) - \left( V_{i,j-\frac{1}{2}}^+ \Phi_{i-1,j} + V_{i,j-\frac{1}{2}}^- \Phi_{i,j} \right) \right] = D + D_r
\end{aligned} \tag{3.40}$$

Якщо в рівнянні (3.40) позначити:

$$\begin{aligned}
\frac{V_{i,j-1/2}^+}{\Delta y} & \Phi_{i,j-1} = A_N \Phi \\
\frac{U_{i,j-1/2}^+}{\Delta x} & \Phi_{i-1,j} = A_L \Phi \\
\frac{U_{i+1/2,j}^+}{\Delta x} - \frac{U_{i-1/2,j}^-}{\Delta x} + \frac{V_{i,j+1/2}^+}{\Delta y} - \frac{V_{i,j-1/2}^-}{\Delta y} & \Phi_{i,j} = A_Z \Phi \\
\frac{V_{i+1/2,j}^-}{\Delta x} & \Phi_{i+1,j} = A_P \Phi \\
\frac{V_{i,j+1/2}^-}{\Delta y} & \Phi_{i,j+1} = A_V \Phi
\end{aligned}$$

остаточно маємо

$$\begin{aligned}
& \frac{\tilde{\Phi}_{i,j} - \Phi_{i,j}}{\Delta \tau} - A_N \Phi_N - A_L \Phi_L + A_Z \Phi_Z + A_P \Phi_P - A_V \Phi_V = D + D_r \\
& \frac{\tilde{\Phi}_{i,j} - \Phi_{i,j}}{\Delta \tau} = A_N \Phi_N + A_L \Phi_L - A_Z \Phi_Z - A_P \Phi_P - A_V \Phi_V + D + D_r \\
& \tilde{\Phi}_{i,j} = \Phi_{i,j} + \Delta \tau \cdot (A_N \Phi_N + A_L \Phi_L - A_Z \Phi_Z - A_P \Phi_P - A_V \Phi_V + D + D_r)
\end{aligned} \tag{3.41}$$

Так як використовується явна схема розрахунку, то на прирощування часу накладаються обмеження, які становлять

$$A_Z \geq A_N + A_L + A_P + A_V, \Delta \tau \leq 1 / A_Z. \tag{3.42}$$

Програми для визначення швидкості руху дисперсної фази приведені в Додатку Е. Програми визначення траєкторії руху в Додатку Ж.

### 3.3 Моделювання динаміки руху твердих частинок в теплообміннику

Механізми та закономірності руху частинок в каналі теплообмінника суттєво впливають на загальну ефективність поділу двофазних систем [168, 169, 190, 191]. У загальному випадку траєкторія руху дисперсної фази залежить від швидкості і кута

закрутки потоку, характеристик суцільної і дисперсної фаз, конструктивних особливостей основних вузлів апарата та інших параметрів [192]. Залежно від конструкції, характеристик фаз і параметрів процесу рух частинок, в загальному випадку, може бути обумовлений різними механізмами: безпосередньо динамікою руху частинки, ефектами коагуляції та диспергування, яке виникає за рахунок внутрішнього тиску та температурних напружень, зштовхуванням з перешкодою, відскоком частинок від поверхні, або руйнуванням в результаті удару з внутрішньою поверхнею. При взаємодії частинок з твердою стінкою може спостерігатися пружний відскік, в результаті чого вони можуть знову потрапити в ядро потоку. Величина відскоку і ступінь його впливу на загальну ефективність сепарації залежить від ряду характеристик як самого потоку так і частинок що в ньому перебувають [167, 168, 170, 171, 172].

Слід зазначити, що через складність вказаних процесів рух частинок в теплообмінниках вивчений не достатньо – теоретичний аналіз, як правило, обмежується розглядом спрощених схем, не завжди адекватно відображають реальні закономірності. Експериментальні дослідження вимагають високого рівня технічної оснащеності і докладної методологічної опрацювання. У зв'язку з цим отримані в даний час результати носять, як правило, якісний, оцінний характер.

При моделюванні розглядається рух в слабкозапиленому потоці, тобто без зворотного впливу частинок на несучий газ. Відзначимо, що дроблення частинок, що знаходяться в теплообмінному апараті, може відбуватись і за рахунок їх зіткнень. Однак при малих розмірах та незначних концентраціях частинок дисперсної фази і малому значенні дисперсії швидкостей вплив зіткнень частинок на диспергування незначне. Як показує теоретичний аналіз та експериментальні дослідження в реальних умовах вплив цього процесу незначний і при подальшому розгляді не враховується [198, 201].

Умову руйнування частинок при диспергуванні можна записати у вигляді:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_V + \sigma_T + \sigma_I \geq \sigma_{mc} \quad (3.43)$$

де  $\sigma_{\Sigma}$  – сумарні напруження, що виникають у частинці;  $\sigma_V$  – напруження від

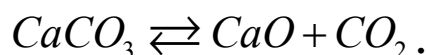
внутрішнього тиску;  $\sigma_T$  – температурні напруження;  $\sigma_I$  – напруження, що виникають при ударі;  $\sigma_{мц}$  – межа міцності матеріалу.

Таким чином, виходячи з (3.43), частинка може бути зруйнована якщо якесь напруження, або їх сума перевищить межу міцності матеріалу. Проаналізуємо вплив зазначених факторів на поведінку частинки.

### 3.3.1 Визначення внутрішнього тиску в частинках

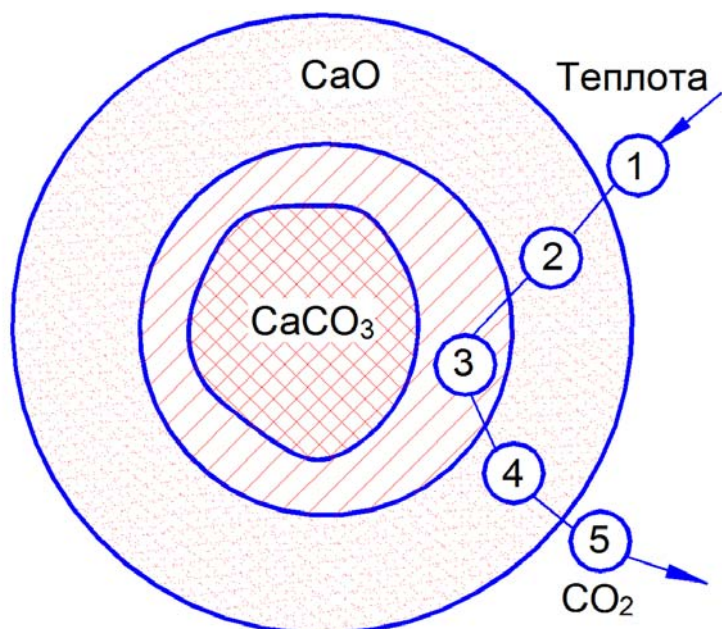
При диспергуванні потрібно враховувати можливість руйнування частинок викликаних дією внутрішнього тиску, що виникає при збільшенні температури.

Основним процесом одержання вапна, що протікає при випалі карбонатних порід, є дисоціація (декарбонізація) вуглекислого кальцію:



Цей процес є типовою оборотною реакцією, і її напрямок залежить від температури й парціального тиску  $\text{CO}_2$ . Дисоціація кальциту починається близько 600 °C [14, 230, 231], і з підвищенням температури прискорюється, найбільш

інтенсивно вона відбувається при температурах 900-1100 °C. З підвищенням температури структурні елементи кристалічних решітки  $\text{CaCO}_3$  отримують більшу кінетичну енергію й починають від'єднуватись молекули  $\text{CO}_2$ . Механізм дисоціації приведений на Рисунок 3.2. Для розкладання одного моля (100 г) вуглекислого кальцію необхідно 178 кДж теплоти. Зниження температури зміщує реакцію вправо тобто



1 – підведення теплоти; 2 – передача теплоти крізь шар  $\text{CaO}$ ; 3 – хімічна реакція на поверхні  $\text{CaCO}_3$ ; 4 – дифузія  $\text{CO}_2$  крізь шар  $\text{CaO}$ ; 5 – перехід  $\text{CO}_2$  у простір між зернами.

Рисунок 3.2 – Механізм дисоціації  $\text{CaCO}_3$

приводить до зменшення вмісту в системі вільних  $\text{CaO}$  й  $\text{CO}_2$  та збільшенню кількості  $\text{CaCO}_3$ .

Кожній температурі відповідає певний парціальний тиск  $\text{CO}_2$ , що визначає ступінь розкладання вуглекислого кальцію. Запропоновано ряд методик [230, 231], що дозволяють приблизно розрахувати парціальний тиск  $\text{CO}_2 (P_{\text{CO}_2})$  і температуру дисоціації  $\text{CaCO}_3$ .

$$\lg p_{\text{CO}_2} = 6.3 - 9300/T, \quad (3.44)$$

де  $T$  – температура.  $^{\circ}\text{K}$ .

Залежність тиску від температури розкладання приведено на Рисунок 3.3:

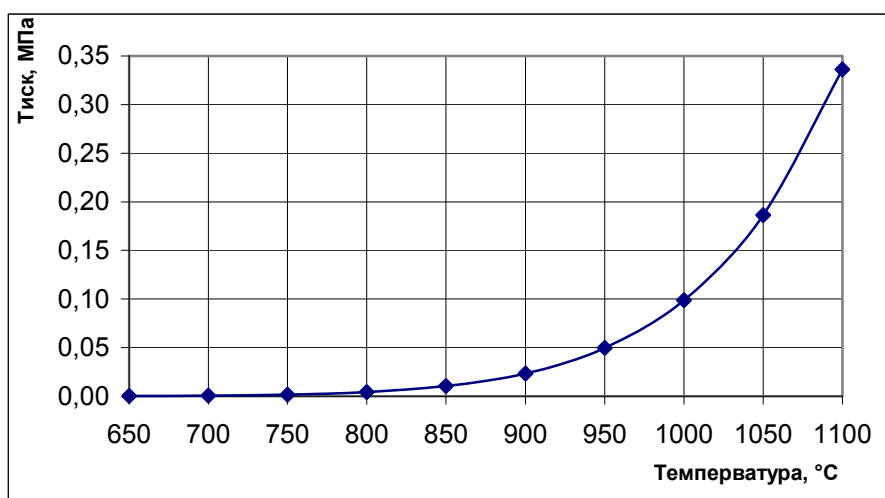
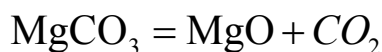


Рисунок 3.3 – Залежність парціального тиску  $\text{CO}_2$  від температури розкладання  $\text{CaCO}_3$

Дисоціація магнезиту відбувається при температурах  $500\text{--}700^{\circ}\text{C}$  [231]. За даними А. А. Байкова вона починається вже при  $400^{\circ}\text{C}$ , але швидке розкладання відбувається при температурі понад  $640^{\circ}\text{C}$ :



Тиск парів дисоціації  $\text{MgO}_3$  з достатньою точністю визначається по формулі:

$$\lg P_{\text{CO}_2} = -5710/T + 1,7 \cdot \lg T + 1.09 \quad (3.45)$$

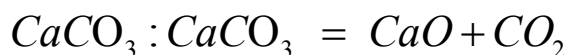
Розкладання доломіту відбувається в інтервалі температур  $600\text{--}900^{\circ}\text{C}$ , причому на термограмі є два ендотермічних ефекти: перший - в інтервалі температур  $720\text{--}760^{\circ}\text{C}$ , зумовлений дисоціацією карбонату магнію, другий - при

895-910 °C зумовлений дисоціацією карбонату кальцію. Отже, процес протікає у дві стадії.

На першій стадії, при 730 °C, іде реакція розкладання й дисоціації:



На другій стадії, при 910 °C, відбувається розкладання



Потрібно також враховувати час перебування частинки матеріалу в теплообміннику. По В. Бауерч [230] час розкладання вапняку визначається по формулі:

$$\tau = \frac{d}{4.1 \cdot T}, c \quad (3.46)$$

де  $d$  – діаметр зерна, мкм;  $T$  – температура випалу, °C.

Більш повна залежність запропонована І. Вюрером:

$$\tau = \frac{\rho_0 q r^2 F}{2 \lambda \Delta T \cdot 10}, \text{ годин} \quad (3.47)$$

де  $\rho_0$  – середня щільність частинок вапняку, г/см<sup>3</sup>;  $q$  – кількість теплоти, що проходить через поверхню матеріалу при випалі вапняку, Дж/с;  $r$  – радіус частинки, см;  $F$  – коефіцієнт, що залежить від структури вапняку й форми частинок;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м град);  $\Delta T$  – різниця між температурою поверхні частинок і температурою дисоціації, град.

Час дисоціації частинки вапна, згідно [232] становить

$$\tau = \frac{q_{дис} R}{f(t_{II} - t_P)} \left( \frac{R}{2\lambda_I} + \frac{1}{\alpha} \right), \text{ годин} \quad (3.48)$$

де  $R$  – початковий радіус частинок вапняку, м;  $q_{дис}$  – витрати тепла на дисоціацію 1 м<sup>3</sup> CaCO<sub>3</sub> та нагрів CaO від температури ядра до температури середовища, Дж;  $f$  – коефіцієнт, що залежить від структури вапняку та форми частинок;  $\lambda_I$  – коефіцієнт теплопровідності CaO, Вт/(м · град);  $t_{II}, t_P$  – температура поверхні частинок і реакційної зони, °C;  $\alpha$  – коефіцієнт теплопередачі від газу до матеріалу, Вт/(м<sup>2</sup> · град).

Відповідно розрахунків по (3.48) час дисоціації частинки вапна розміром 10 мкм – 100 мкм приблизно становить від 7,45 до 50 мкм – 35,53 сек.

Також доцільно використовувати залежність відносно швидкості руху зони розкладання вапняку ( $R$ ), відносно температури, яка задовільно описується рівнянням Фернеса та має вид:

$$\lg R = 0.003145 \cdot T - 3.3085 \quad (3.49)$$

де  $R$  – швидкість, см/год;  $T$  – температура середовища, °C.

Шляхом збільшення швидкості випалу вапна є зменшення розмірів зерен матеріалу, відвід вуглекислого газу, і підвищення температури випалу.

### 3.3.2 Визначення температурних напружень в частинці

Необхідність дослідження температурних напружень викликана тим, що нагрівання вапняків в інтервалі температур 200...800°C супроводжується їхнім розтріскуванням зі збільшенням об'єму на 2...4% і зниженням межі міцності на стиск на 40...70%. Нагрівання крейди, навпаки, супроводжується підвищенням межі міцності, що пояснюється тим, що при подальшому нагріванні відбуваються термічна дисоціація карбонатів кальцію й магнію, рекристалізація й спікання оксидів, що утворюються, кальцію й магнію, утворення силікатів і алюмоферитів кальцію [14, 231]. Можливі два підходи до рішення задачі визначення НДС частинки: числове рішення поставленого завдання [117, 130, 131, 375] і аналітичне рішення запропоноване А.Д.Горбуновим [202, 203]. Розглянемо аналітичне рішення, яке при розв'язанні не вимагає значних системних ресурсів.

Для рішення завдання температурних напружень необхідно визначити температуру навколишнього середовища й розподілу температур у частинці. Зазначена температура визначається з допомогою температурного поля газового потоку в сітковій області, отриманого при рішенні задачі теплообміну в дисперсному середовищі. Інтерполуючи значення температур по тепловому балансу, отримаємо значення для довільної точки усередині розглянутого елемента сіткової області.



$$T_x = \sum_{i=1}^4 \frac{T_i}{\Delta l_i} / \sum_{i=1}^4 \frac{1}{\Delta l_i} \quad (3.50)$$

де  $T_i$  – температура у вузловій точці;  $l_i$  – відстань до вузлової точки;

Аналітичні рішення для розрахунку конвективного нагріву (охолодження) кулі наведені в [202, 203] і мають вигляд:

$$\theta(X, Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n(\mu_n) \cdot \frac{\mu_n}{\mu_n \cdot X} \cdot \frac{\sin(\mu_n X)}{\sin \mu_n} \cdot e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (3.51)$$

де  $X = r/R_1^2$  – відносна координата;

$Fo = a \cdot \tau / R_1^2$  – число Фур'є;

$$P_n(\mu_n) = A_n(\mu_n) \cdot \frac{\sin \mu_n}{\mu_n} \equiv \frac{2 \cdot Bi}{Bi^2 - Bi + \mu_n^2};$$

$Bi = \alpha R_0 / \lambda$  – число Біо;

$$A_n(\mu_n) = \frac{2 \cdot (\sin \mu_n - \mu_n \cos \mu_n)}{\mu_n - \sin \mu_n \cdot \cos \mu_n};$$

$\mu_n$  визначається як корінь із трансцендентного рівняння  $ctg \mu_n = (1 - Bi) / \mu_n$ .

Тут під числом Біо потрібно розуміти  $Bi = Bi_3 = \alpha_3 \cdot R_1 / \lambda_1$ .

Середньомасова температура кулі

$$\theta_{CP} = \int_0^1 \theta(X, Fo) dX = \sum_{n=1}^{\infty} M_n(\mu_n) \cdot e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (3.52)$$

де  $M_n(\mu_n) = P_n(\mu_n) \cdot 3 \cdot Bi / \mu_n^2$

Вважаючи що в рівнянні (3.50)  $X = 1$  і  $X = 0$ , отримаємо на поверхні

$$\theta_n(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} P_n(\mu_n) \cdot e^{-\mu_n^2 Fo}, \quad (3.53)$$

і в центрі кулі

$$\theta_{Ц}(Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n(\mu_n) \cdot e^{-\mu_n^2 Fo}. \quad (3.54)$$

При числах Фур'є  $Fo < 0,3$  настає квазістаціонарний режим нагрівання й у формулах (3.52) - (3.53) можна обмежитися одним членом ряду який дорівнює

$$\mu_1^2 = 3 \cdot \frac{Bi}{1 + Bi/5} = 15 \cdot \frac{Bi}{5 + Bi}, \quad (3.55)$$

Час нагрівання зовнішньої поверхні кулі до заданої температури можна визначити з рівняння (3.52) після логарифмування:

$$Fo_n = \frac{1}{\mu_1^2} \ln \frac{P_1}{\theta_{nz}}, \quad (3.56)$$

де  $\theta_{nz} = (t_{nz} - t_{жс}) / (t_0 - t_{жс})$ ;  $P_1 \approx 1 - Bi/5$  при малих значеннях Біо ( $Bi < 0.2$ )

Розмірні температури визначаються з виразів

$$t_n = t_{жс} + (t_0 - t_{жс}) \cdot \theta_n, \quad (3.57)$$

$$t_{Ц} = t_{жс} + (t_0 - t_{жс}) \cdot \theta_{Ц}, \quad (3.58)$$

для центру і поверхні кулі відповідно.

На графіках, приведених на Рисунок 3.4 – Рисунок 3.6 представлені дані по розрахунку температури в центрі для частинок з вапна, крейди та глини. Розміри частинок складають 5, 10, 25, 50 та 100 мікрон відповідно. Вісь абсцис час в секундах, вісь ординат відносна температура  $\theta_{Ц}$ .

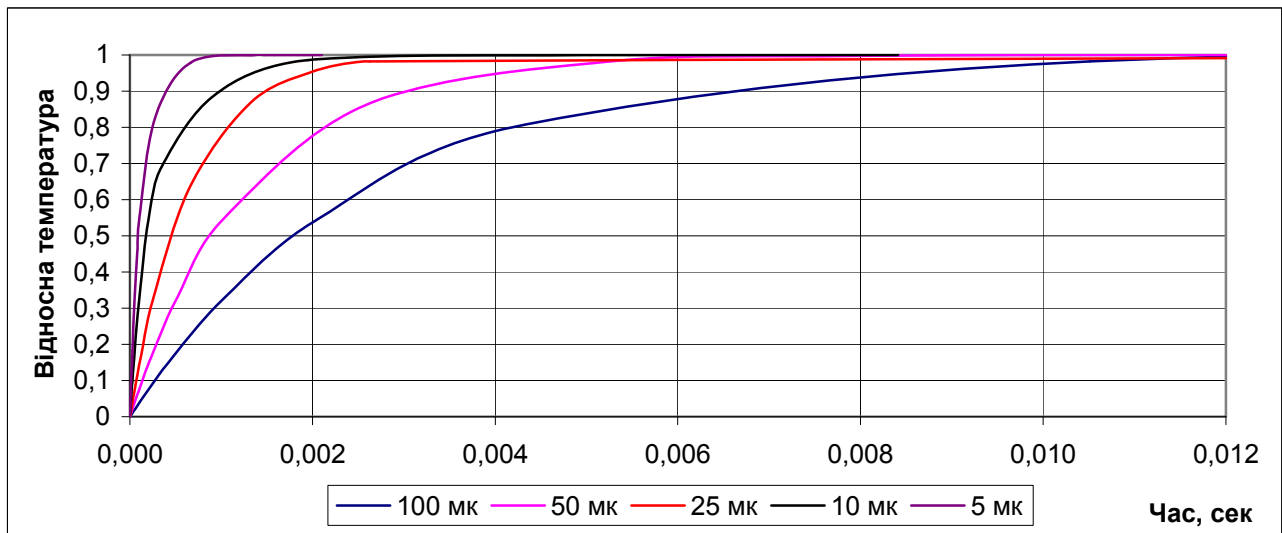


Рисунок 3.4 – Динаміка прогріву центру частинок вапна

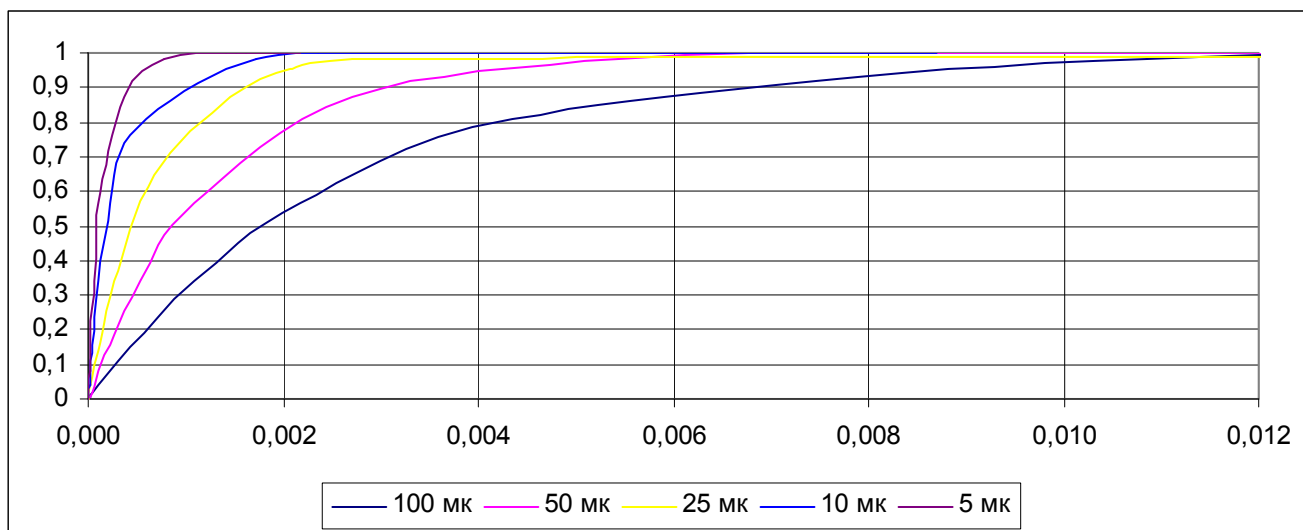


Рисунок 3.5 – Динаміка прогріву центру частинок крейди

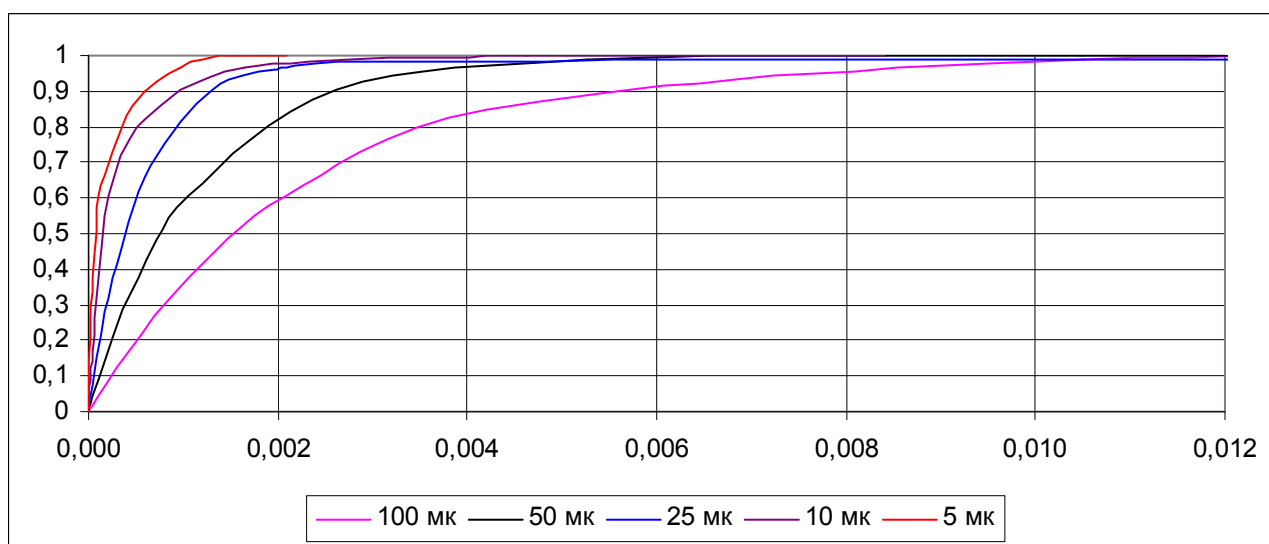


Рисунок 3.6 – Динаміка прогріву центру частинок глини

З графіків видно що частинки повністю прогриваються за досить незначний термін часу. Фактично за 0,012 секунди вони мають температуру зовнішнього середовища. Температурне поле всередині частинки змінюється тільки на початку розігріву, а потім стає рівномірним.

На Рисунок 3.7 – Рисунок 3.8 приведено розподілення температур в частинках розміром 100 мкм на 4.6E-6 та 1.0E-3 секундах прогріву.

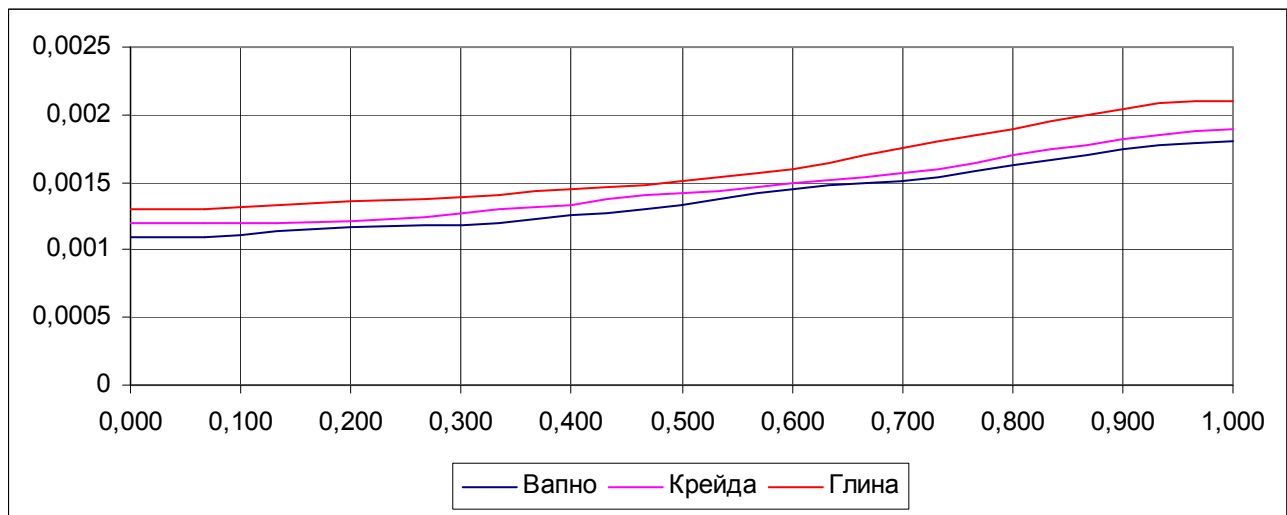


Рисунок 3.7 – Температурне поле в частинках на 4.6E-6 сек прогріву

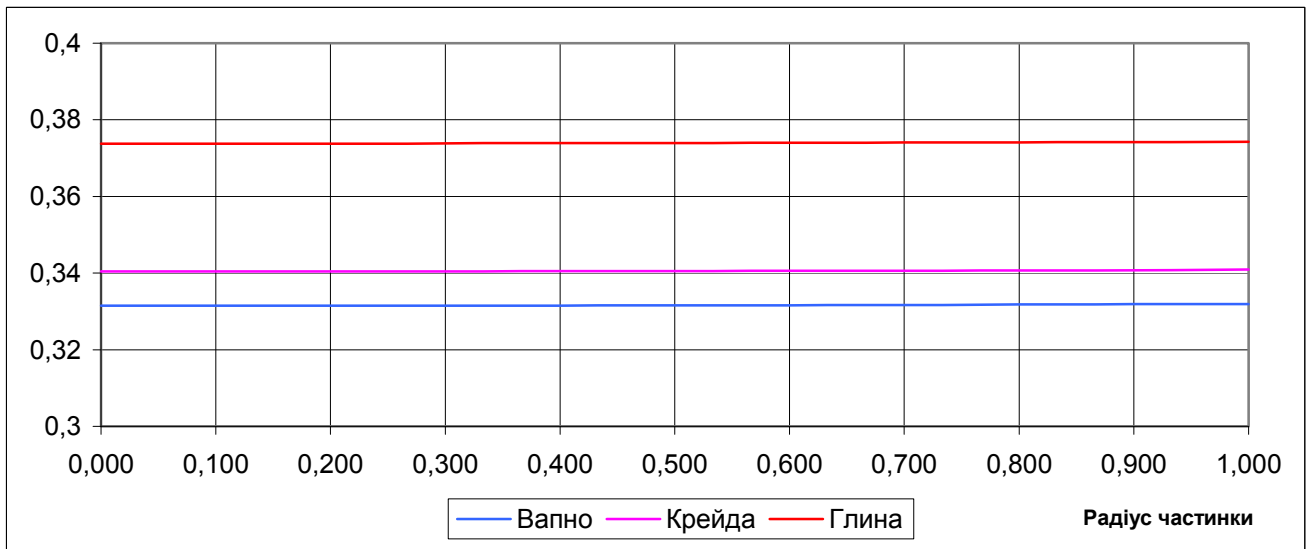


Рисунок 3.8 – Температурне поле в частинках на 1.0E-3 сек прогріву

Слід зауважити, що зазвичай частинка знаходиться в теплообміннику 15–20 секунд. За цей час, згідно результатів розрахунку, можливий нагрів частинки розміром 2.6–3.4 см до температури зовнішнього середовища.

При визначенні температурних напружень не потрібно визначати всю динаміку їхньої зміни в часі, а тільки максимально можливі характерні величини [204]. При цьому враховують, що зміна напружень у часі аналогічна зміні температурної різниці, тобто вони різко зростають, досягаючи максимального значення при числах Фур'є  $Fo_{\max} = 0,05 \dots 0,50$ , а потім поступово зменшуються.

Максимальний градієнт температур визначається з рівності

$$\Delta\theta_{n0} = E_1 e^{-\mu_1^2 Fo_{\max}} \left( 1 + E_2 / E_1 \cdot e^{-a Fo_{\max}} \right) = (1 - \delta) E_1 (\mu_1) e^{-\mu_1^2 Fo_{\max}} \quad (3.59)$$

Максимальні температурні напруження на поверхні:

$$\tilde{\sigma}_n = (1 - \delta) D_1 \cdot e^{-\mu_1^2 Fo_{i1}}. \quad (3.60)$$

Максимальні температурні напруження в центрі:

$$\tilde{\sigma}_ц = (1 - \delta) C_1 \cdot e^{-\mu_1^2 Fo_{i0}}, \quad (3.61)$$

де  $\delta = (\mu_1 / \mu_2)^2$ ;  $D_n(\mu_n) = \frac{3Bi}{\mu_n^2} - \frac{2Bi}{\mu_n^2 - Bi \cdot B}$ ;

$$C_n(\mu_n) = \frac{3Bi}{\mu_n^2} - \frac{2\mu_n Bi}{\sin \mu_n (\mu_n^2 - Bi \cdot B)}.$$

$$E_n(\mu_n) = 2Bi / [-Bi \cdot B + \mu_n^2] (1 - \mu_n / \sin \mu_n)$$

Таким чином, якщо  $\sigma_T \geq \sigma_{мц}$  відбувається руйнування частинки.

Проаналізуємо простий випадок крихкого руйнування твердої частинки. Для спрощення приймемо, що частинка може розділитися на дві рівні частини й обмежимося частинками сферичної форми. Якщо усередині частинки є тріщини випадкових розмірів, які сприяють руйнуванню, то воно відбудеться при виконанні наступної умови [206]:

$$\frac{\sigma_T^2 V(r)}{2E} \geq 2\pi (1 - \gamma_s^*) r^2 \sigma_{мц}, \quad (3.62)$$

де  $\sigma_T$  – температурні напруження на поверхні, Па;  $\sigma_{мц}$  – питома поверхнева енергія, Дж/м<sup>2</sup>;  $V(r)$  – об'єм, що займає частинка, м<sup>3</sup>;  $\gamma_s$  – частка площі зайнята тріщиною.

Використання співвідношення (3.62) приводить до очевидного виразу:

$$r \geq \frac{3E(1 - \gamma_s^*) \sigma_{мц}}{\sigma_T^2} = 3E(1 - \gamma_s) \frac{\sigma_{мц}}{\sigma_T^2}. \quad (3.63)$$

Таким чином, щоб запобігти руйнуванню, радіус частинки не повинен перевищувати

$$r_{\max} < 3E(1 - \gamma_s) \frac{\sigma_{мц}}{\sigma_T^2}. \quad (3.64)$$

З отриманого можливо зробити висновок, що чим більші температурні

напруження, тим більше ймовірність руйнування частинки й що, за інших рівних умов, більше ймовірне дроблення великої частинки в порівнянні із дрібною.

Розглянемо можливість руйнування частинки вапна діаметром 3.2 мм від температурних напружень, які виникають під дією газового потоку. Теплофізичні коефіцієнти визначені по [242]. Температура зовнішньої та внутрішньої поверхні та їх різниця, в залежності від часу розігріву, приведені на Рисунок 3.9, Рисунок 3.10. Розрахунки на міцність по критерію Баландіна, та зони руйнування показані на Рисунок 3.11.

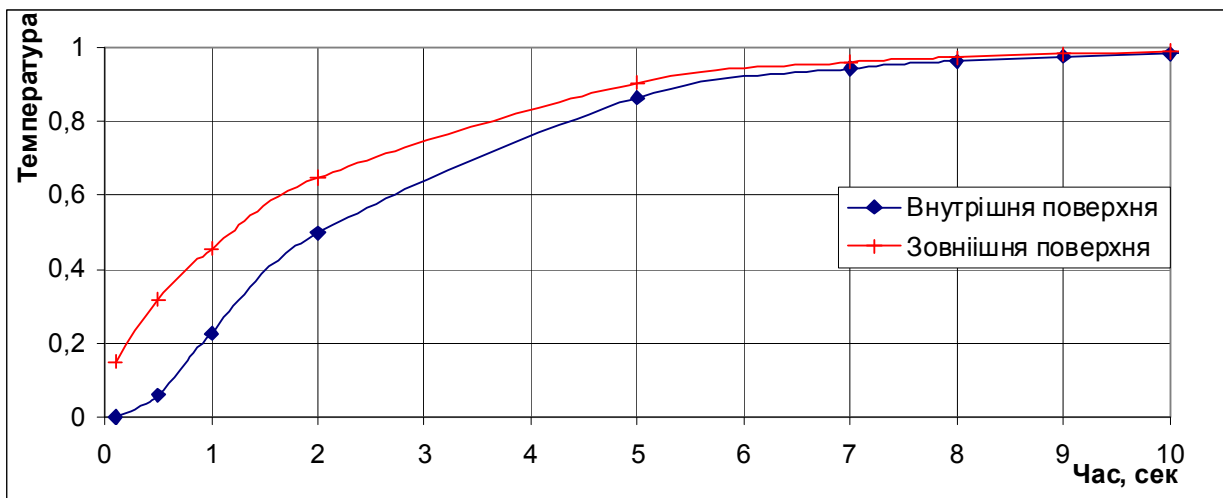


Рисунок 3.9 – Прогрів частинки  $d=3.2$  см

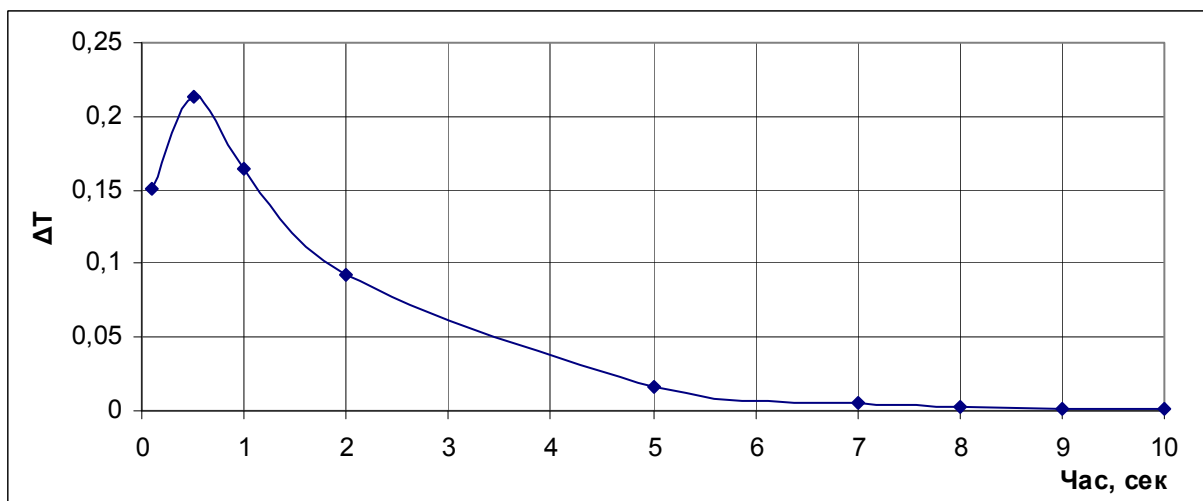
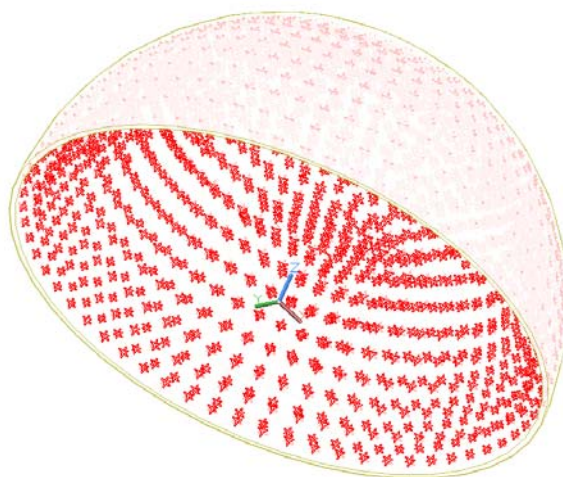
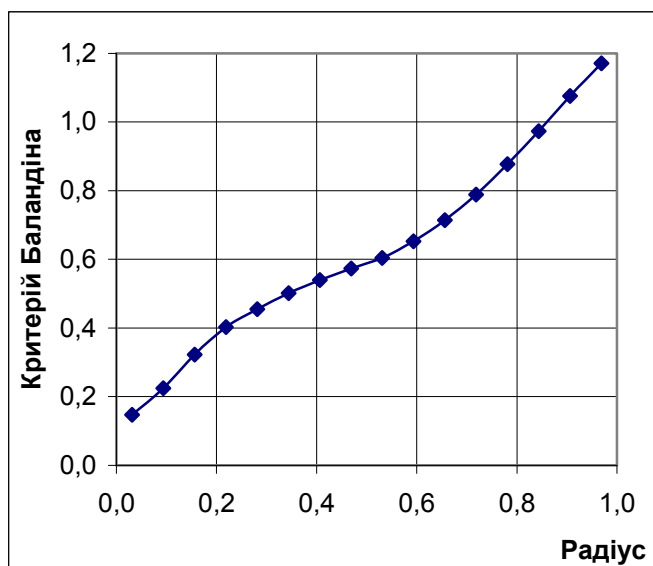


Рисунок 3.10 – Різниця температур між внутрішньою та зовнішньою поверхнями



а) б)  
а) графік руйнування; б) зони руйнування

Рисунок 3.11 – Руйнування частинки

На рисунку приведені температурні напруження при межі міцності стиснення для вапняку, що становлять 4.0 МПа. Таким чином розглянута частинка руйнується на поверхні в зоні де  $r \geq 0.86 R_{\max}$ , тобто в зоні де критерій Баландіна перевищує значення 1.0. Зони руйнування показані на Рисунок 3.11.

### 3.3.3 Механізм відскоку твердих частинок при ударах

Теорія пиловловлення й очищення газів від аерозольних частинок звичайно виходить із положення, що кожне зіткнення частинки з перешкодою (поверхнею осадження) завершується її видаленням з потоку, тобто вловлюванням [165, 166, 168]. У дійсності це справедливо тільки для дуже дрібних частинок, тому що більші зазвичай відскакують від стінки і знову потрапляють в потік [167]. Розглянемо процес відскоку частинок при ударі об тверді внутрішні нерухливі поверхні теплообмінного апарата при умові що руйнування не відбувається.

Величина відскоку й ступінь його впливу на загальну ефективність сепарації залежить від швидкості, кута зіткнення частинок зі стінкою, їхньої форми, механічних характеристик матеріалів, коефіцієнта тертя й інших параметрів [167, 170-172]. Умови відриву частинки отримані з аналізу умов рівноваги сил, що на неї діють. Однак теоретичний аналіз цих умов істотно утруднений невизначеністю багатьох параметрів процесу (зокрема умов обтікання частинки на поверхні,

характеристик взаємодії частинки зі стінкою й т.д.), а існуючі схеми числового розрахунку малонадійні й часто дають суперечливі результати [167, 170]. Тому для розрахунку утримуючої здатності стінки частіше використовуються емпіричні залежності. Разом з тим, як показують дослідження, взаємодія частинок зі стінкою завжди характеризується точковим контактом, тобто після удару частинка миттєво відскакує від поверхні, а не починає ковзати вздовж неї, або котиться без ковзання. При цьому частота ударів частинок об стінку суттєво підвищується зі збільшенням швидкості несучого середовища. Тому використовується модель, що імітує рух частинок уздовж поверхні стрибками, яка повністю підтверджується експериментальними дослідженнями [174, 175, 176, 183].

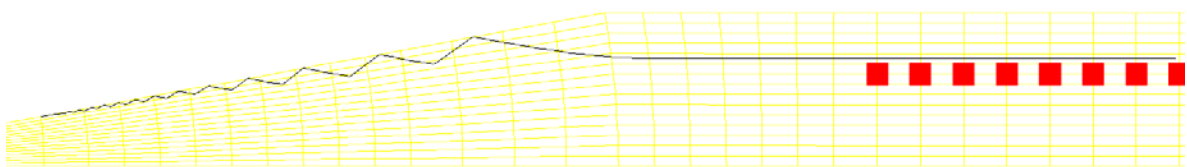
При зіткненнях із поверхнею частинки втрачають частку кількості руху, і змінюють напрямок. Для розрахунку траєкторії частинки, після зіткнення зі стінкою, необхідно визначити величину й напрямок вектору швидкості. Параметри відскоку носять стохастичний характер і визначаються в основному кутом падіння частинки. При проведенні розрахунків використані наступні емпіричні співвідношення для коефіцієнтів відновлення швидкості після удару [225, 226]:

$$V_{n2} = (1 - 0.4159\beta + 0.4994\beta^2 - 0.292\beta^3) \cdot V_{n1} \quad (3.65)$$

$$V_{\tau2} = (1 - 2.12\beta + 3.0775\beta^2 - 1.1\beta^3) \cdot V_{\tau1} \quad (3.66)$$

де  $V_{n1}, V_{\tau1}$  — нормальна та дотична складових швидкості відносно поверхні тіла до зіткнення;  $V_{n2}, V_{\tau2}$  — складові швидкості частинки після зіткнення;  $\beta$  — кут між напрямком швидкості частинки до удару й дотичної до поверхні стінки чи перешкоди.

Використовуючи (3.65) – (3.66) були проведені числові дослідження, результати яких приведені на Рисунок 3.12, де розміри вказані в метрах.





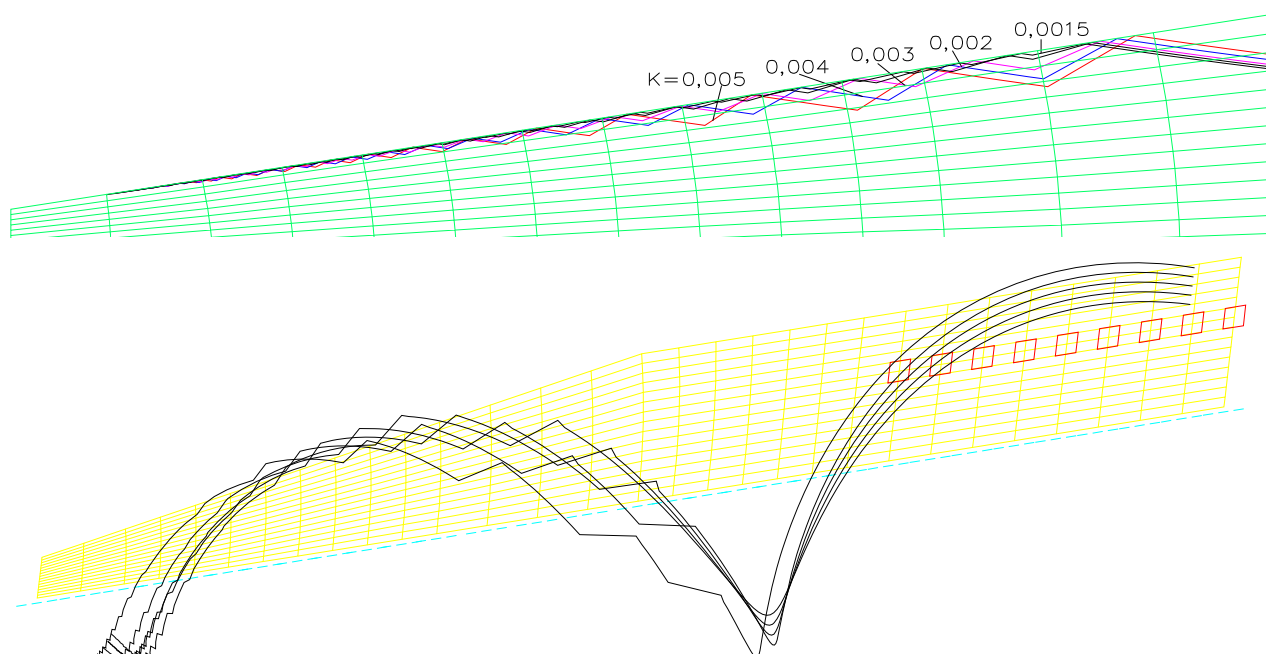


Рисунок 3.12 – Динаміка відскакування частинок вапна

Розрахунки показали, що частинки діаметром  $d \leq 30$  мкм здійснюють швидко затухаючі невеликі скачки в пристінному шарі, а для частинок з  $d > 80$  мкм амплітуда зменшується повільно, що підтверджується результатами числового експерименту.

При дослідженні явища відскоку частинок, та вивченні траєкторії їх руху, потрібно зазначити, що одним з недоліків сепараційних апаратів вихрового типу [235, 236, 237] є абразивний знос корпусу апарату. Його інтенсивність залежить від швидкості, розміру, твердості, щільності частинок та інших факторів. Причини зносу можуть бути наступними: ударний вплив абразивних частинок, пошкодження матеріалу футерівки частинками, накопиченням утомленості в поверхневому шарі матеріалу, тепловиділення і руйнування від утомленості, при багаторазовому зіткненні з частинками, що в кінцевому результаті викликає процес руйнування поверхні. У цьому випадку дефекти стінки змінюють аеродинаміку потоку й приводять до порушення технологічного режиму роботи апарату. Якщо частинки потрапляють на стінку під великим кутом то зношення буде мінімальним. При гострих кутах уздовж стінки виникають істотні ушкодження. Згідно експериментальним дослідженням [240] на плоскій стінці найбільше зношення відбувається при куті близько  $15^\circ$  так як величина зношення пропорційна кінетичній енергії частинок що потрапляють на стінку циклона й внутрішній силі частинки. У певних місцях

зношення відбувається значно інтенсивніше, що пояснюється кількістю та високою локальною швидкістю частинок, яка є функцією розміру та щільності. Висока інтенсивність зношення спостерігаються також на вході. В роботі [239] виявлено, що найбільше зношення спостерігаються в місті тангенціального входом в кутових положеннях  $105^\circ$ ,  $165^\circ$ ,  $205^\circ$  і  $245^\circ$ . В дослідженнях [241] виявили велику інтенсивність зношення біля нижньої краю вихідного потоку.

Результати розрахунку показують, що частинки вздовж стінки рухаються різними шляхами, а не загороджують стінку теплообмінника при русі вниз. Для частинок однакового розміру, найбільше зношення спостерігається на перетинанні циліндра циклона й конуса. Це явище відповідає експериментальними результатами отриманим в [241]. Так як сила опору дрібної частинки перевищує відцентрову силу, перешкоджаючи руху до стінки циклона, то зазвичай частинки з розмірами менше 40 мікрон досить швидко виходять з нижньої частини циклона, а частинка розміром більше 60 мікрон перебуває в циклоні значно довше продовжуючи обертання в його ядрі. В роботі [238] це явище показано експериментально за допомогою керамічних кульок. Одне з можливих пояснень полягає в балансі відцентрової сили проти сили ваги. Оскільки більші частинки скачуються по конічній частини, то дія відцентрової сили на частинки збільшується, тому що радіус циклона зменшується, а тангенціальної швидкості частинки майже не змінюються. Існує критичне значення діаметра частинок, нижче якого частинка не сепарується, що пов'язане із геометрією циклона, швидкістю газу на вході й властивостями частинок.

### 3.3.4 Процес диспергування частинок

Диспергуванням називають тонке подрібнення твердих тіл, в результаті якого утворюються дисперсні системи: порошки, суспензії, емульсії, в нашому випадку аерозолі. Питома робота, що витрачається на диспергування, залежить від когезійних характеристик, особливостей структури подрібнювального тіла і необхідного ступеня його подрібнення, а також поверхневої (міжфазної) енергії. В процесі дроблення відбувається подолання міжмолекулярних сил і накопичення

поверхневої енергії [356].

Подрібнення частинок при ударах об внутрішні поверхні в основному залежить від сили удару та температурних і внутрішніх напружень, які в них виникають під час перебуванні в апараті. При цьому частинки можуть дробитися на будь-яку кількість частин різних розмірів. У зв'язку із цим, для більшої спільності, доцільно знайти взаємозв'язок між статистичними характеристиками уламків, що утворюються при руйнуванні частинки та швидкістю зіткнення з твердою поверхнею визначивши умови руйнування, виходячи з фізичної сутності процесу.

Основу теорій здрібнювання (диспергування) частинок складають енергетичні закони руйнування Риттенгера, Кирпичева-Кика, Бонда, Ребиндера, Гарднера й інші [207, 208, 209, 210, 212], які зв'язують енерговитрати на здрібнювання із середнім розміром частинок матеріалу, що подрібнюється.

Згідно теорії Реттингера, робота, необхідна для здрібнювання тіла, прямо пропорційна поверхням які утворюються при подрібненні, тобто

$$A = \sigma_p \Delta S \quad (3.67)$$

де  $\Delta S$  - площа утвореної поверхні,  $\text{м}^2$ ;  $\sigma_p$  – питома поверхнева енергія,  $\text{Дж}/\text{м}^2$ .

Ця теорія з достатнім ступенем вірогідності може використовуватися для оцінки дроблення з більшими ступенями здрібнювання (тонкого здрібнювання  $d \leq 0,4 \dots 0,6$  мм) коли виходить продукт із високорозвиненою питомою площею поверхні. Питома поверхнева енергія вапна та крейди визначені в [233].

Якщо припустити, що зв'язок деформацій з напруженням підпорядковується закону Гука, то роботу руйнування можливо визначити з залежності

$$\sigma_p \Delta S = \frac{[\sigma]^2 V_q}{2E} \quad (3.68)$$

де  $[\sigma]$  – напруження руйнування, Па;  $E$  – модуль пружності, Па;  $V_q$  – розмір частинки,  $\text{м}^3$ .

Складність процесу диспергування залежність від багатьох факторів, часто неоднозначних для різних матеріалів, що утруднює визначення мінімуму роботи необхідної для здрібнювання [212, 233]. В загальному випадку, як показав П.А.Ре-

биндер, робота необхідна для диспергування частинки складається з наступних:

$$A = A_{\text{оф}}^{\text{yn}} + A_{\text{оф}}^{\text{nl}} + A_{\text{не}} + A_{\text{кн}} + A_{\text{тр}} \quad (3.69)$$

де  $A_{\text{оф}}^{\text{yn}}$  – пружної деформації;  $A_{\text{оф}}^{\text{nl}}$  – пластичної деформації,  $A_{\text{не}}$  – робота поділу на більш дрібні частини;  $A_{\text{кн}}$  – робота на кінетичну енергію частинок, що розділяються;  $A_{\text{тр}}$  – робота на утворення тріщин, тобто та що витрачається на утворення у твердому тілі різного роду дефектів.

З погляду теорії процесів диспергування важливою в даному рівнянні є робота затрачена на утворення нової поверхні. Разом з тим робота, що витрачається на пружну й пластичну деформацію, тобто енергію накопичувану тілом можна пояснити залишковими напруженнями, або енергією активації, що чиселово дорівнює зміні вільної енергії системи під дією механічних сил [206, 211, 212].

$$A_{\text{AK}} = A_{\text{оф}}^{\text{yn}} + A_{\text{оф}}^{\text{nl}} \quad (3.70)$$

Дослідження процесів у калориметричних млинах показали, що тверді тіла, залежно від умов здрібнювання (інтенсивності підведення енергії, властивостей речовини, тривалості процесу й т.д.) акумулюють від 8 до 19 % підведеної енергії [211, 212, 214, 224]. Ця енергія робить частинку настільки хімічно активною, що можливо виконувати такі хімічні перетворення, які в інших умовах не реалізуються.

Розглядаючи роботу, та кінетичну енергію частинок що розділяються, вважаємо, що при зіткненні з перешкодою вся енергія витрачається на здрібнювання частинок, і вона не відскакує від перешкоди. Також вважаємо, що в отриманих уламках тріщини, або інші дефекти не виникають, якщо не вказано зворотне. Таким чином, здрібнювання можна характеризувати як процес утворення додаткових поверхонь матеріалу. Тому для руйнування необхідно, щоб за рахунок кінетичної енергії удару та теплової енергії в частинці була здійснена робота достатня для утворення нових поверхонь.

Умова руйнування частинки від внутрішніх напружень і удару може бути виражено нерівністю

$$\frac{1}{2} m_{\text{ч}} v_{\text{ч}}^2 + \frac{\sigma_{\text{TP}}^2 V_{\text{ч}}}{2E} \geq \sigma_p (S_1 - S_0), \quad (3.71)$$

де  $V_q$  – об'єм частинки,  $\text{м}^3$ ;  $E$  – модуль пружності матеріалу, що подрібнюється, Мпа;  $\sigma_{TP}$  – сума температурних напружень та внутрішнього тиску, Мпа;  $S_1$  – сумарна площа поверхні всіх частинок, що утворилися після руйнування;  $S_0$  – площа поверхні вихідної частинки. Величини  $S_1$  та  $S_0$  у загальному випадку містять також і площі поверхонь, що обмежують тріщини.

Надалі для спрощення вважаємо, що ні вихідна частинка, ні уламки що утворилися не мають тріщин. Позначимо через  $H$  – характерний розмір частинки,  $h$  – середнє числове значення ребра уламків, що утворилися при ударі, частинок;  $n$  – число уламків, що утворилися в результаті руйнування частинки.

З огляду на, те що

$$\Delta S = S_1 - S_0 = 3h^2n - 3H^2, \quad (3.72)$$

та враховуючи, що кількість уламків частинки можна обчислити по залежності

$$n = H^3 / h^3. \quad (3.73)$$

Після підстановки отримаємо

$$\Delta S = 3 \frac{H^2}{h} (H - h). \quad (3.74)$$

Площа  $S_1$  задовольняє нерівність

$$S_1 \geq 3nh^2, \quad (3.75)$$

в якому кількість уламків що утворились не повинна перевищувати загальний об'єм частинки.

$$\sum_{i=1}^n V_{li} \leq V_q; \quad n \cdot h^3 \leq H^3. \quad (3.76)$$

Поєднуючи нерівність (3.71) і (3.75), отримаємо

$$\frac{1}{2} m_q v_q^2 + \frac{\sigma_{TP}^2 V_q}{2E} \geq \sigma_p (3nh^2 - S_0), \quad (3.77)$$

Звідки слідує, що

$$n \cdot h^2 \leq V_q \frac{E \rho v_q^2 + \sigma_{TP}^2}{6E\sigma_{\min}} + \frac{S_0}{3}, \quad (3.78)$$

Співвідношення (3.78) у загальному випадку виражає взаємозв'язок між статистичними характеристиками уламків, що утворилися при нагріванні та ударі частинки об внутрішні поверхні апарата. Враховується швидкість співударяння, маса, площа вихідної частинки, температурні напруження й поверхнева енергія.

Якщо ввести змінну  $\overline{h^{-1}}$  – характеристика розміру уламків частинок, що утворилися при руйнуванні  $S_1$ , площа поверхні можна виразити у вигляді

$$S_1 \geq 3V_q \overline{h^{-1}} \quad (3.79)$$

де  $V_q$  – об'єм частинки.

Скориставшись (3.79) та (3.71) знайдемо

$$\frac{1}{2} m_q v_q^2 + \frac{\sigma_{TP}^2 V_q}{2E} \geq 3V_q \sigma_p \overline{h^{-1}} - \sigma_p S_0 \quad (3.80)$$

Після алгебраїчних перетворень нерівності (3.77) отримаємо

$$\overline{h^{-1}} \leq \frac{\rho_q v_q^2}{6\sigma_p} + \frac{\sigma_{TP}^2}{6E\sigma_p} + \frac{S_0}{3V_q}. \quad (3.81)$$

де  $\rho = m_q/V_q$  – середня щільність частинки, кг/м<sup>3</sup>.

Нерівність (3.81) виражає взаємозв'язок між середньостатистичною характеристикою розміру уламків, що  $\overline{h^{-1}}$  утворилися при зіткненні, з фізичними параметрами частинки, температурними напруженнями й швидкістю в момент удару об тверду поверхню. Відзначимо, що якщо частинки не складаються з речовини однієї щільності, то у виразі (3.81) можна використовувати масову функцію розподілу уламків частинки, а величина  $\overline{h^{-1}}$  буде залежати від її об'єму й щільності. З отриманих співвідношень слідує, що чим вище швидкість, з якої частинка вдаряється в поверхню, і температурні напруження тим більше ймовірність її руйнування. З (3.81) видно, що якщо вихідні частинки мають різний розмір, але однакову щільність, то більш ймовірне дроблення великої частинки в порівнянні із дрібною. Якщо ж частинки мають однаковий розмір але різну щільність, наприклад, вапняк,

крейда й інші мінерали, то моменти їхнього руйнування будуть відрізнятися.

Для числової реалізації методики визначимо кількість і розміри уламків, отриманих при руйнуванні частинки від дії термонапружень і удару об стінку нерухомої поверхні апарата. Для цього розглянемо нерівність (3.71), визначальна умова руйнування частинки у вигляді:

$$\frac{1}{2} \rho h^3 v_c^2 + \frac{\sigma_{TP}^2 h^3}{2E} \geq 3\sigma_p (n-1) h^2. \quad (3.82)$$

У цьому випадку загальна кількість уламків, з урахуванням (3.74), може бути визначено з нерівності

$$n \leq \frac{6EH^2\sigma_p}{\sigma_{TP}^2 + 6EH^3\sigma_p + \rho E\sigma_p} \quad (3.83)$$

Розміри уламків у вигляді елементів кубічної форми

$$h \leq \frac{3E\sigma_p}{12E\sigma_p H^3 - 2\sigma_{TP}^2 - 2E\rho v^2}. \quad (3.84)$$

Отримані рівняння (3.83) (3.84) дають можливість розраховувати кількість і розмір уламків зруйнованої частинки виходячи з допущення, що її початковий розмір характеризується величиною ребра куба  $H$ , а розміри отриманих уламків  $h$ . Дані формули легко модифікувати, використовуючи значення розмірів куба  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$  і відповідно розміри уламків  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_3$ .

Запропонована методика дає можливість прогнозувати диспергування частинок з визначенням гранулометричного складу до та після потрапляння в теплообмінник, зокрема досліджувати обробку матеріалу більш грубого помелу для печей великого діаметру (понад 4,5 метра) [229].

### 3.4 Розрахунок руху дисперсної фази

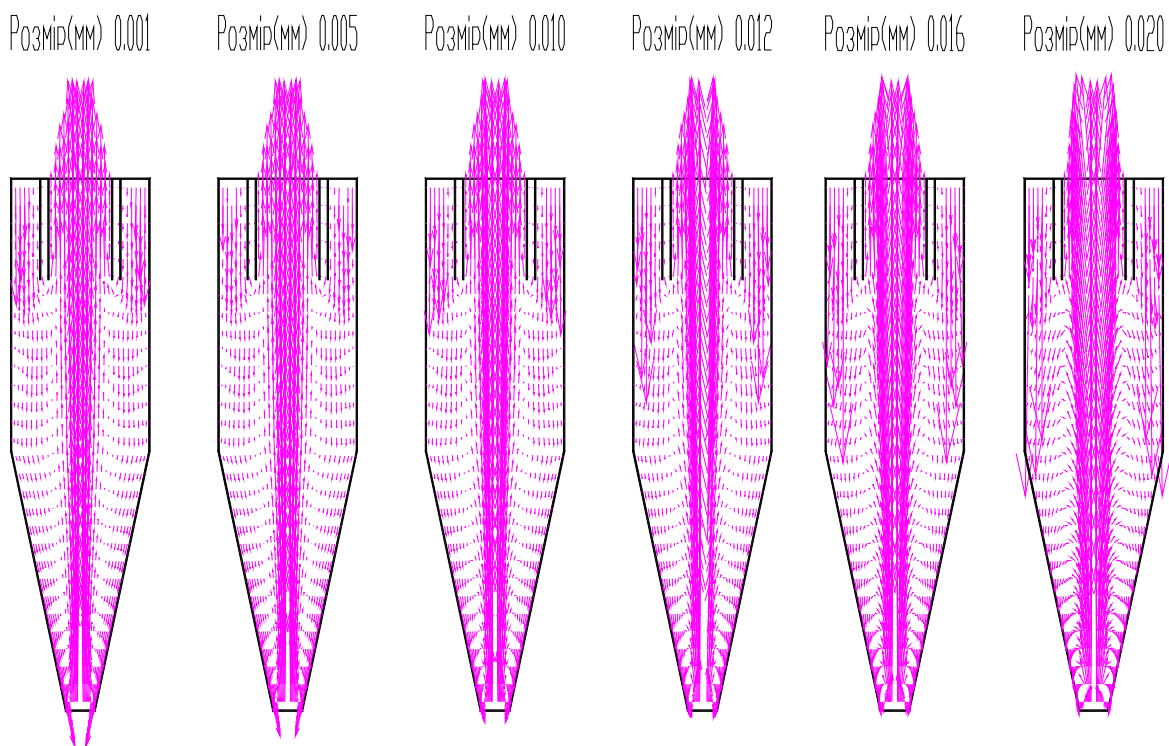
#### 3.4.1 Визначення швидкості руху матеріалу в збірниках частинок

Використовуючи вище описані математичні моделі та алгоритми виконані розрахунки руху та траєкторій частинок дисперсної фази яка потрапляє в теплообмінник. Слід зазначити, що дана методика використовується для руху

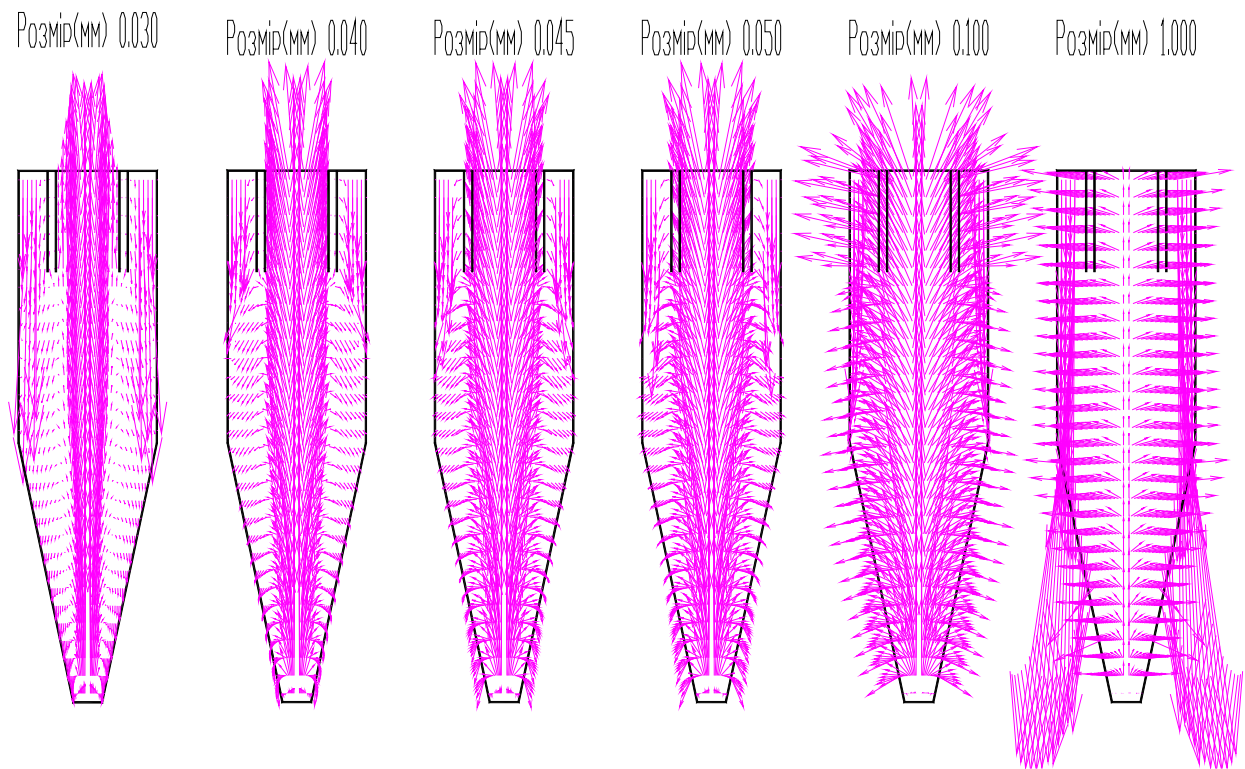
дисперсного середовища який встановився, тобто не втратив стійкості, що викликає розпад вісесиметричного вихрового ядра і виникнення після зони розпаду декількох типів збуреного руху. Тобто при стійкій роботі вихрового апарату. Програми для визначення швидкості руху дисперсної фази приведені в Додатку Е.

В розрахунках, як вихідні дані по швидкості руху дисперсного середовища в теплообміннику, використовуються результати, отримані в попередньому розділі для теплообмінників 1, 2 та 3 ступеня. Виходячи з умов збірника частинок теплообмінника по розмірам отримані поля швидкості сепарування для частинок визначеної крупності. Геометричні розміри теплообмінників представлені на Рисунок 2.16 – Рисунок 2.18. У розрахунковій схемі моделюються циліндрична і конічна частини, що разом із вхідним патрубком, направляють потік тангенціально усередину циліндричної частини. Випускна труба моделюється відповідними перешкодами на шляху газового потоку. Швидкість потоку задається по компонентам  $V^1$  та  $V^3$ .

Результат розрахунку, для частинок розміром 1-1000 мкм, у відповідних збірниках частинок теплообмінника 1 ступені, приведений на Рисунок 3.13 (на рисунку показані  $V^1, V^2$ ).







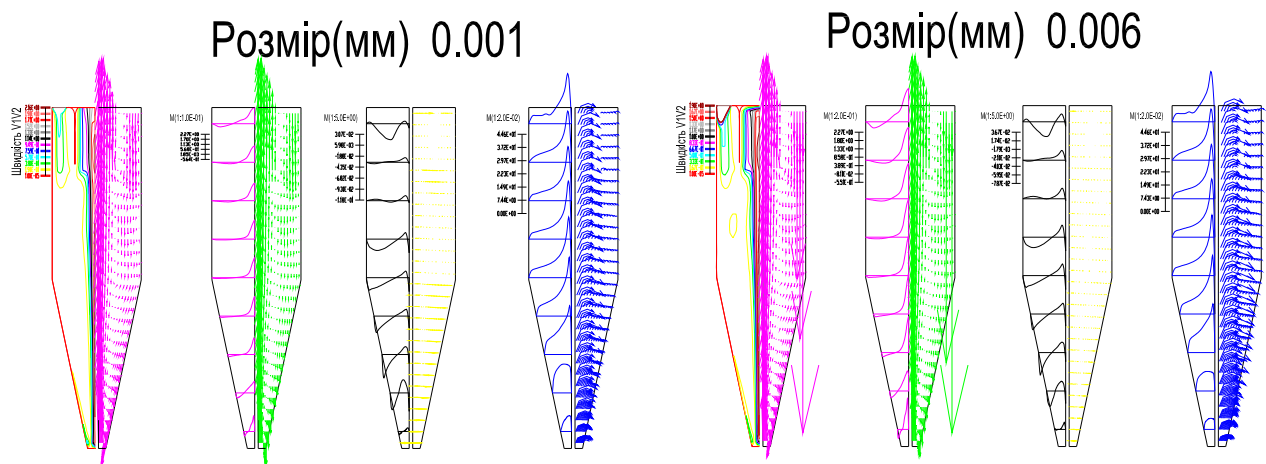
а) розмір частинок 0.001, 0.005, 0.010, 0.012, 0.016, 0.020 мм;

б) ) розмір частинок 0.030, 0.040, 0.050, 0.100, 1.000 мм.

Рисунок 3.13 – Поле сепараційних швидкостей в збірниках частинок теплообмінника першої ступені

Як і слід було очікувати значення фракційної ефективності процесу поділу істотно залежить від розміру частинок. Тобто ефективність сепарації зростає при збільшенні розміру частинок, що видно по зміні складових швидкості сепарації.

В результаті рішення задачі отримані вектора полів швидкостей сепарації збірника частинок  $V^1$ ,  $V^2$ ,  $V^3$  у несучому потоці, деякі з них приведені на Рисунок 3.14 по відповідним складовим.



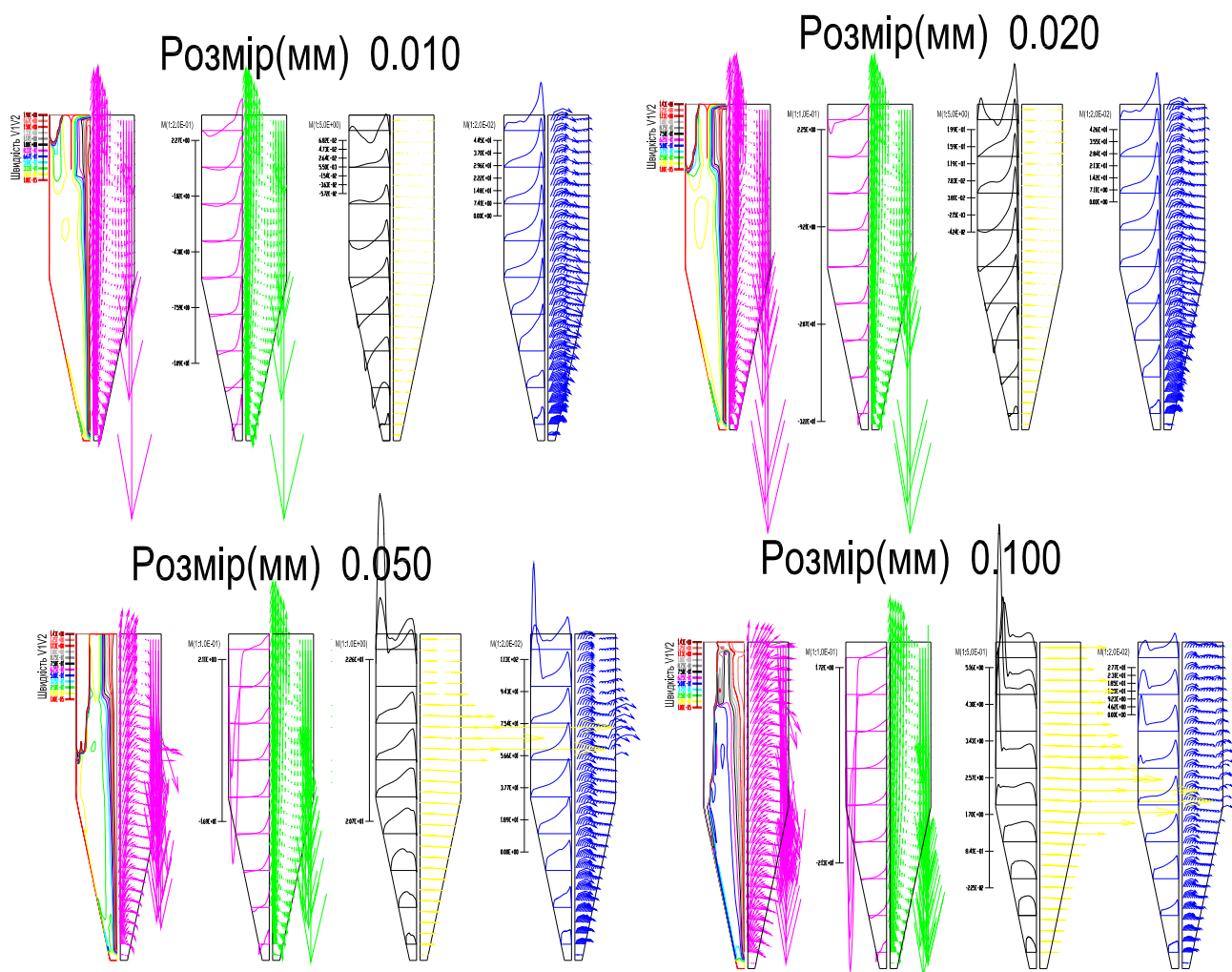


Рисунок 3.14 – Складові сепараційних швидкостей в збірнику частинок теплообмінника першої ступені

Потік, що надходить у теплообмінник, нахилений униз, і вертикальна складова його швидкості поблизу стінки конуса при переміщенні вниз продовжує збільшуватись, що зумовлено конічною формою каналу. Переміщаючись до центру конуса, потік змінює напрямок руху і починає переміщатися в протилежному напрямку. Характер руху суміші, що надходить, і геометрія теплообмінника, приводять до виникнення суттєво закрученого потоку, показаного на рисунку векторами швидкості  $V^3$ . Значення осьової швидкості усередині змусеного вихру, спрямованої нагору, у багато разів перевищує значення осьової швидкості біля стінки конуса. Радіальна швидкість у вихровому потоці продовжує збільшуватися в напрямку до вершини конуса. У деякому горизонтальному перетині вона досягає максимуму біля стінки конуса і переходить в нуль між стінкою конуса і його віссю. Поблизу пилівипускного патрубку радіальна швидкість змінює знак, у результаті

чого з'являється рециркуляційний рух. Високе значення радіальної швидкості біля стінки конуса зумовлено відхиленням потоку від осевого руху під дією стінки конуса і збільшенням унаслідок цього радіальної швидкості.

Розрахунки показують, що при збільшенні розміру частинок швидкості  $V^1$  та  $V^2$  загалом по потоку зменшуються, а  $V^3$  зростає. Це пояснюється збільшенням інерційних сил, що діють на частинку. Як видно з розрахунку збільшення розміру пилових частинок спрощує їх уловлювання, отже, підвищує ефективність сепарації.

Розрахунки, виконані для теплообмінника 2 ступені приведені на Рисунок 3.15 – Рисунок 3.16. Представлені вектора швидкісних потоків, що моделюють рух частинок матеріалу розміром 1-5000 мкм.

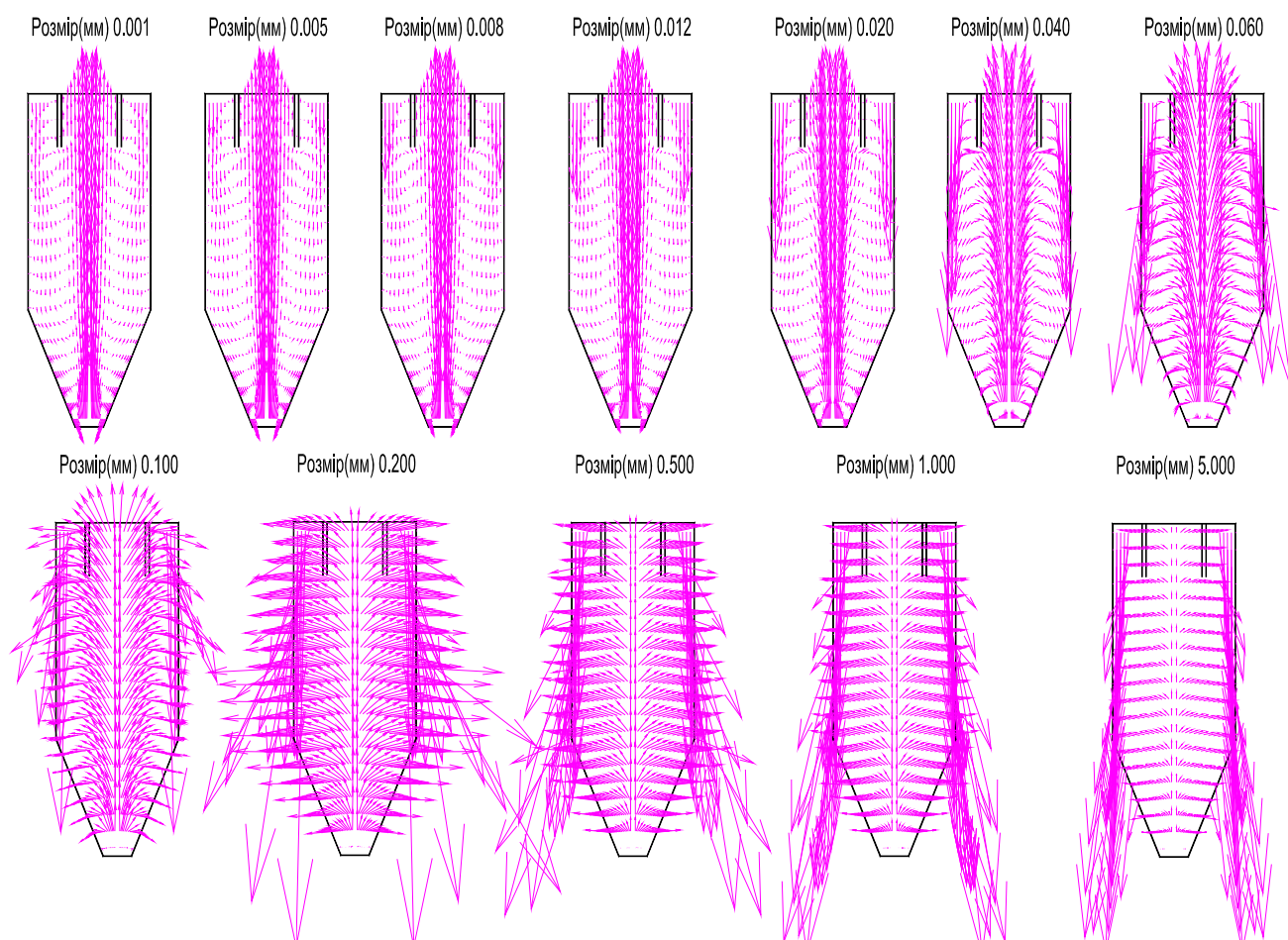


Рисунок 3.15 – Поле сепараційних швидкостей в збірнику частинок теплообмінника другої ступені

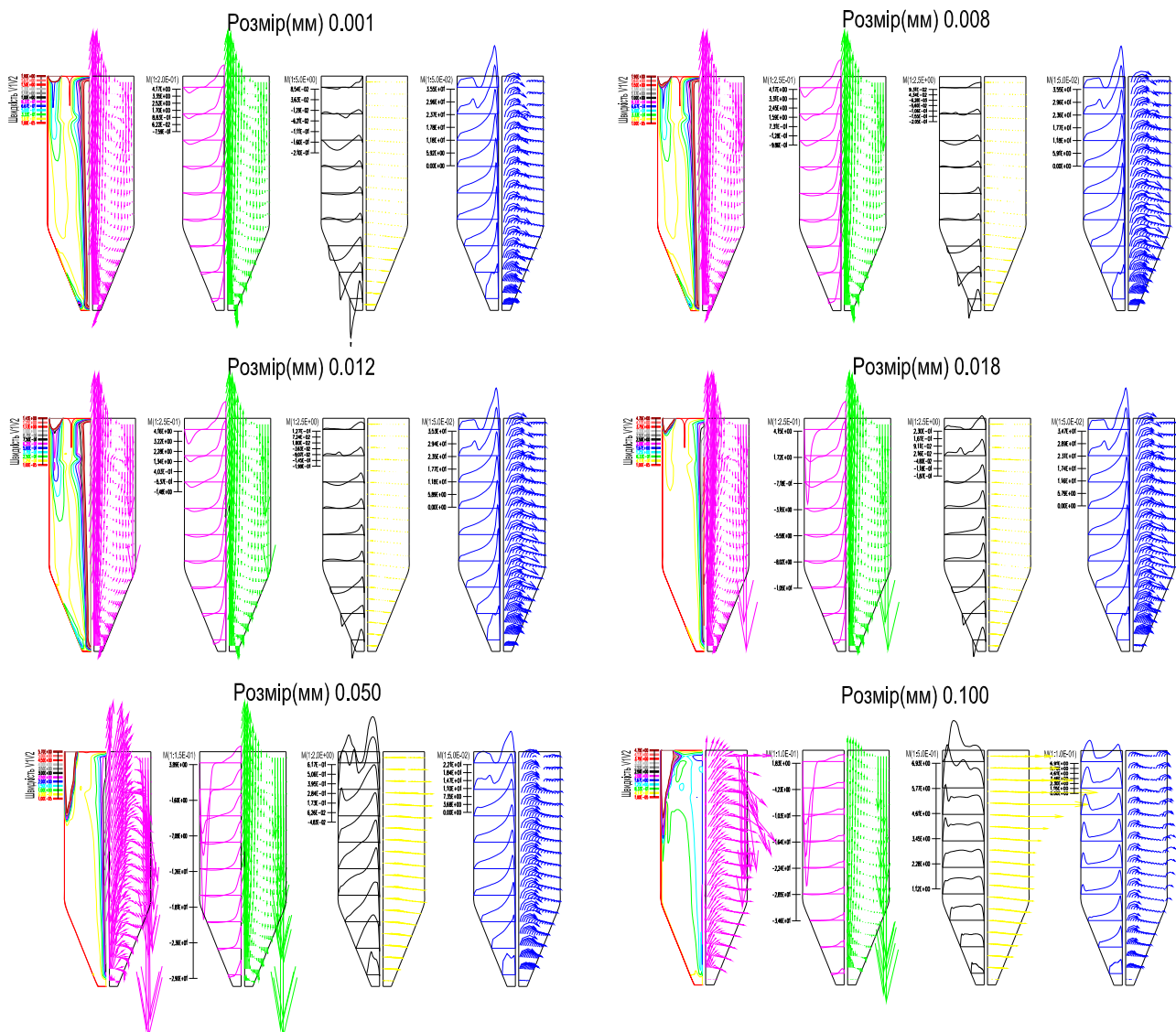
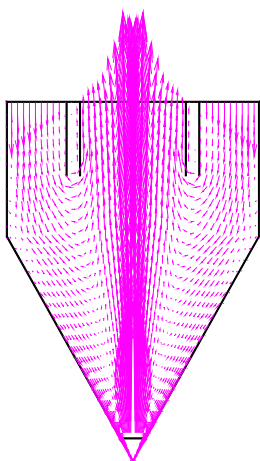


Рисунок 3.16 – Складові сепараційних швидкостей в збірнику частинок теплообмінника другої ступені

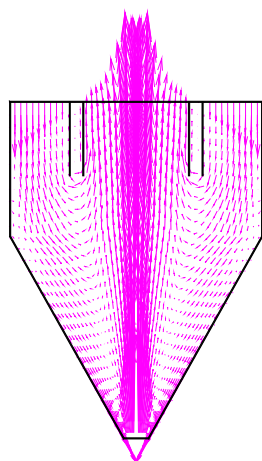
Розрахунки, виконаних для теплообмінника 3 ступені приведені на Рисунок 3.17 – Рисунок 3.18. Представлені вектора швидкісних потоків, що моделюють рух частинок розміром 1-1000 мкм.



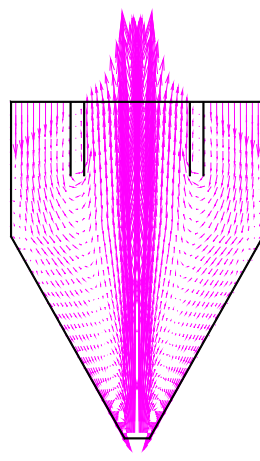
Розмір(мм) 0.001



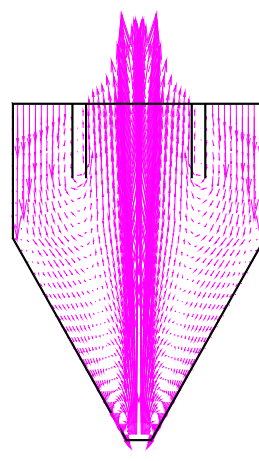
Розмір(мм) 0.004



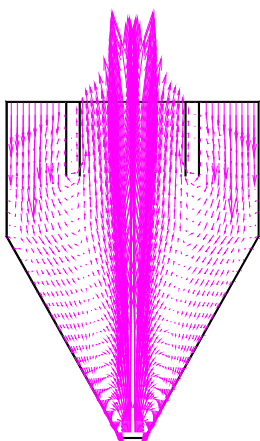
Розмір(мм) 0.008



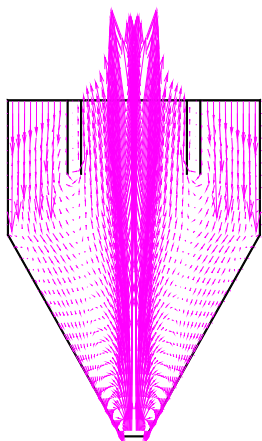
Розмір(мм) 0.010



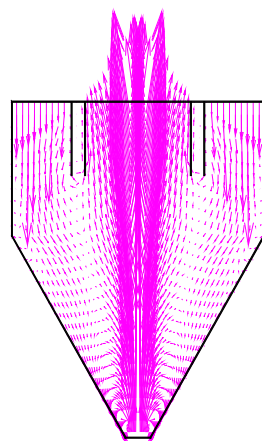
Розмір(мм) 0.012



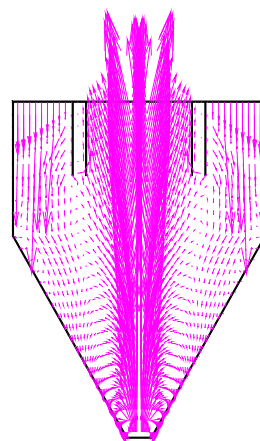
Розмір(мм) 0.013



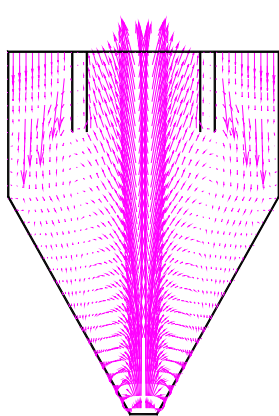
Розмір(мм) 0.014



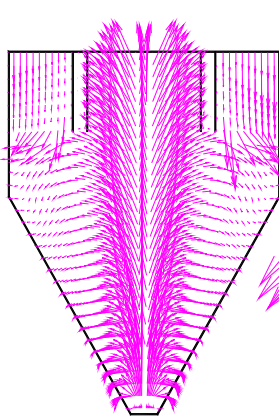
Розмір(мм) 0.018



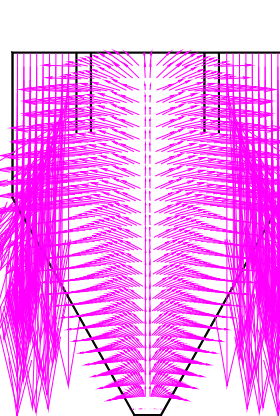
Розмір(мм) 0.020



Розмір(мм) 0.040



Розмір(мм) 0.100



Розмір(мм) 1.000

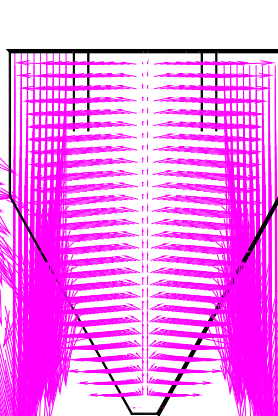
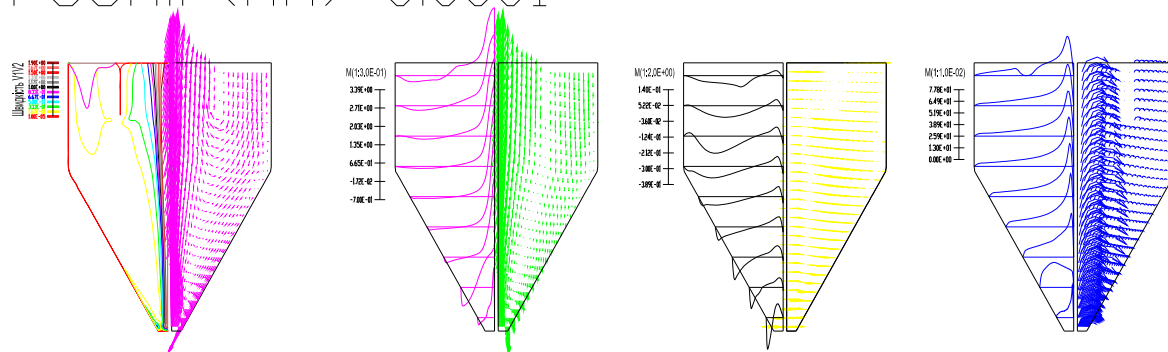
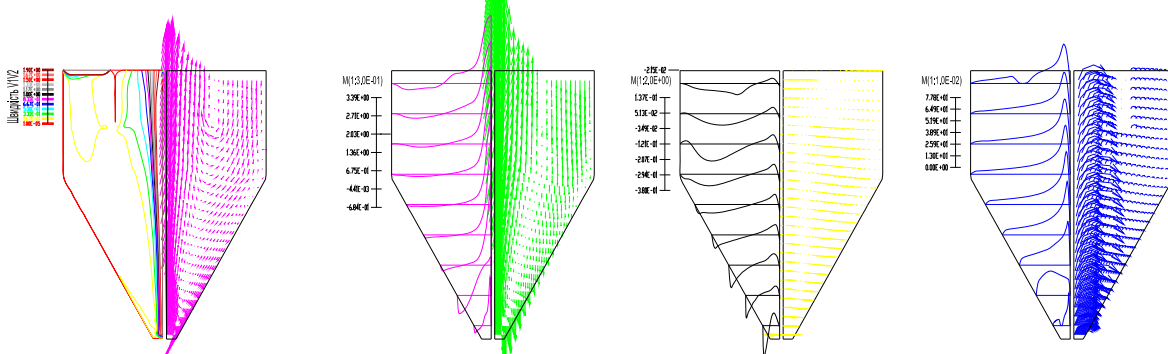


Рисунок 3.17 – Поле сепараційних швидкостей в збірнику частинок теплообмінника третьої ступені

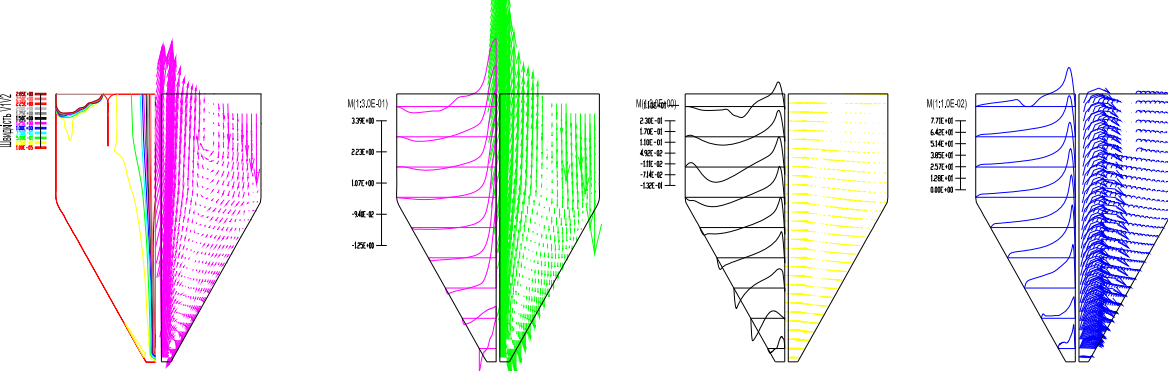
Розмір(мм) 0.0001



Розмір(мм) 0.0010



Розмір(мм) 0.0100



Розмір(мм) 0.1000

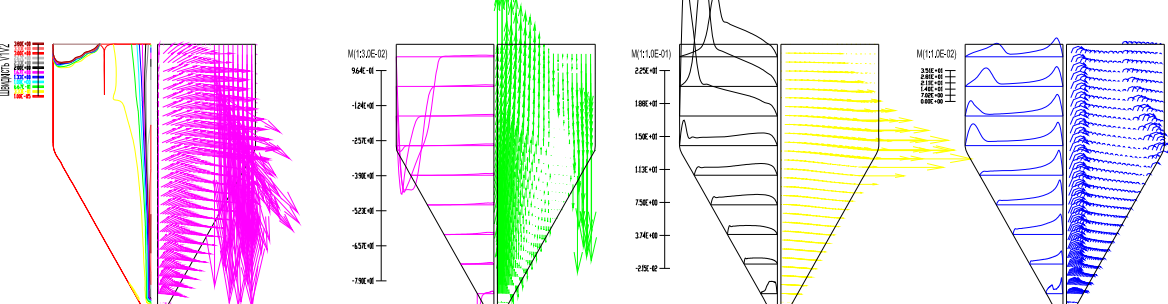


Рисунок 3.18 – Складові сепараційних швидкостей в збірнику частинок теплообмінника третьої ступені

З наведених даних видно, що у робочій зоні збірників утворюються вихрові

зони, що прискорюють потік як у радіальному, так і осьовому напрямках. Крім того, у закрученому потоці відбувається перехід, від умов руху у вільному вихрі до умов руху в змушеному вихрі, що загалом є характерним для вихрового потоку. Колова швидкість у закрученому потоці у вільному вихрі зі зменшенням розміру частинок збільшується, а в змушеному вихрі – зменшується. Ці зони особливо чітко виражені для більш великих частинок. Розмір частинки сильніше впливає на величину відцентрової сили, ніж на величину сили опору. Отже, чим більша частинка, тим вище ефективність сепарації.

Аналізуючи результати числового експерименту можна зробити висновок, що при обробці частинки незначних розмірів вплив відцентрових сил зменшується, і потік не істотно відрізняється від несучого потоку. В цьому випадку траєкторії руху дисперсної фази збігається з лініями току дисперсійного середовища. Отримані дані дають можливість дослідити траєкторію, визначити швидкість та час перебування частинок в теплообміннику.

#### 3.4.2 Визначення траєкторії та часу перебування частинок в теплообміннику

Використовуючи отримані результати відносно швидкості сепарації частинок в збірниках досліджувалась траєкторія руху для частинок що потрапляють в теплообмінник при вході в апарат. Припускається, що частинки дисперсійної фази, на вході в канал, рівномірно розподілені по поперечному перерізі, та потрапляють в потік з швидкістю дисперсійного середовища. Також моделювалась ситуація виникнення вторинного винесення, що виникає за рахунок диспергування чи коагуляції, частинок в довільному місті теплообмінника (середній частині апарату). Програми визначення траєкторії руху та часу перебування в теплообміннику наведені в Додатку Ж.

При числовому моделюванні процесу в кожен збірник частинок уводилися, і відслідковувалися траєкторії руху частинок визначеної крупності.

На Рисунок 3.19 показані вектори швидкості сепарації, та траєкторія і рух частинок матеріалу дисперсного складу розміром 1 – 30 мкм в відповідних збірниках частинок для теплообмінника 1 ступені. На деяких графіках, з розміром

частинок 1 мкм та 15 мкм, для наочності також приведена траєкторія руху з врахуванням колової швидкості. Частинки розміром більше 50 мкм на рисунках не приведені так як вони повністю виносяться через пиловипускний отвір.

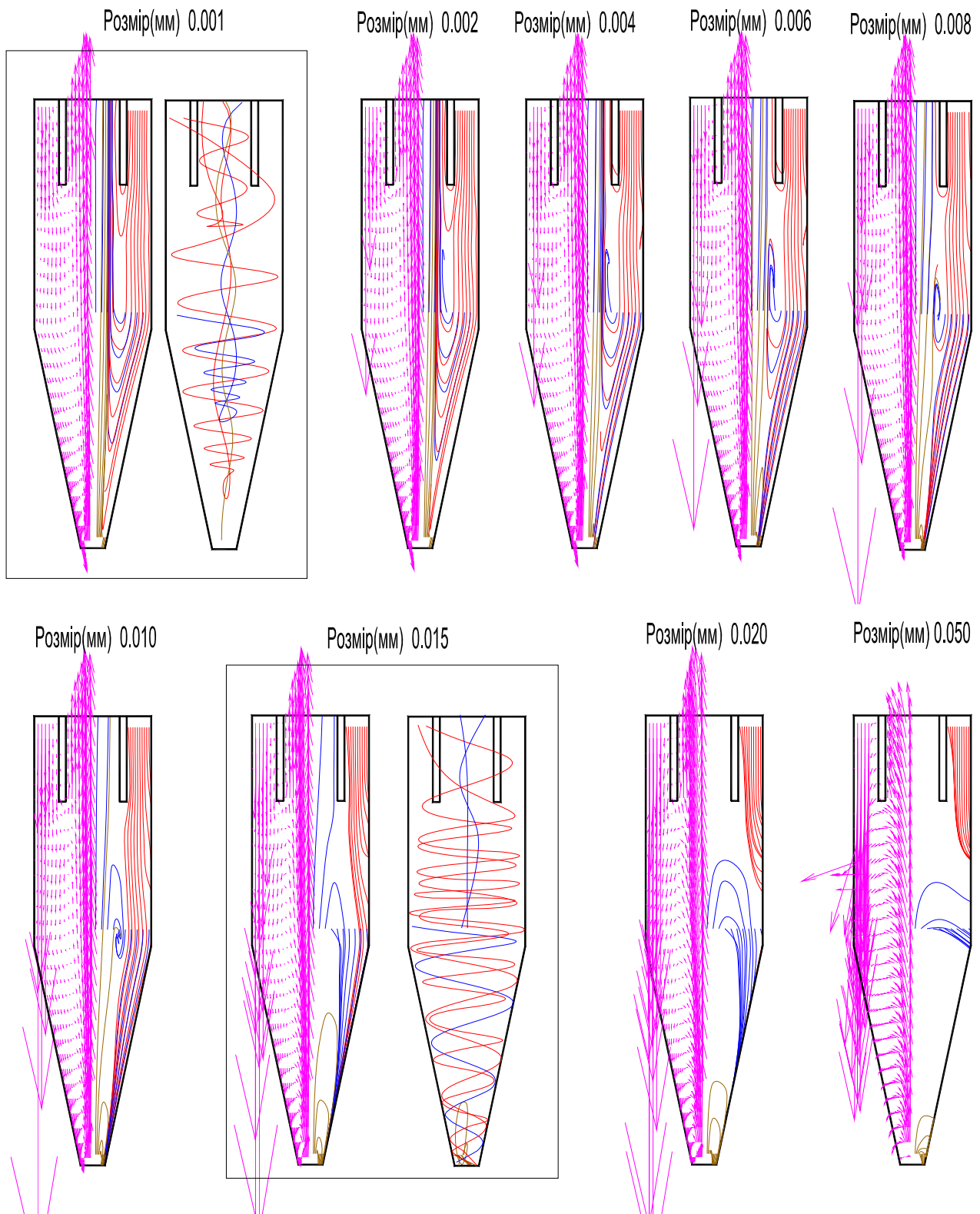


Рисунок 3.19 – Траєкторія руху частинок у теплообміннику першої ступені



З графіків видно, що руху частинок має тривимірну структуру з інтенсивним обертанням, а частинки, під дію потоку, рухаються по гвинтовій траєкторії. Після входу носія із частинками в теплообмінник, під дією інерційних сил великі частинки рухаються в напрямку до стінки зовнішнього циліндра теплообмінника й формують шар частинок, що розподілений по стінці циліндра. При цьому деяка кількість частинок обертається із вхідним повітряним потоком і рухається по напрямку вниз. Коли частинки досягають днища теплообмінника, повітряний потік починає підніматися нагору (висхідний), але значна кількість частинок, під діями сили ваги й інерційної сили, продовжують рухатися до днища конічного циліндра, у результаті чого відбувається процес розділення. Невелика кількість частинок меншого розміру потрапляє у внутрішній висхідний обертовий потік. Крім того деяка кількість частинок, які перебувають ближче до вихідного патрубку, потрапляють у нього відразу після входу в теплообмінник.

Розрахунки показали, що якщо розмір частинок дисперсної фази незначний, тобто не перевищує 1 мкм, то дисперсна фаза в процесі відцентрової сепарації локалізується поблизу осі теплообмінника, звідки вона відводиться через випускную трубу. Більші частинки, в залежності від положення введення, можуть потрапити в пиловипускний отвір або випускную трубу. Частинки розміром більше 10 мкм, незалежно від місця потрапляння в теплообмінник виводяться через випускную трубу.

Розрахунки показують, що для теплообмінника 1 ступені частинки розміром 10.0 мкм та більше цілком попадають у пиловипускний отвір, частинки фракції 8.0 мкм – 80.05 % у пиловипускний отвір, 19,95% у випускную трубу. Частинки фракції 6 мкм – 60,0% у пиловипускний отвір, 40,0% у випускную трубу. Частинки фракції 5 мкм – 50,27% у пиловипускний отвір, 49,73% у випускную трубу, 4 мкм – 40,0% у пиловипускний отвір, 60,0% у випускную трубу, 1.5 мкм та менше повністю потрапляють у випускную трубу. Отримані дані по сепаруванню частинок, в залежності від фракційного складу, для теплообмінника першої ступені показано на Рисунок 3.20.

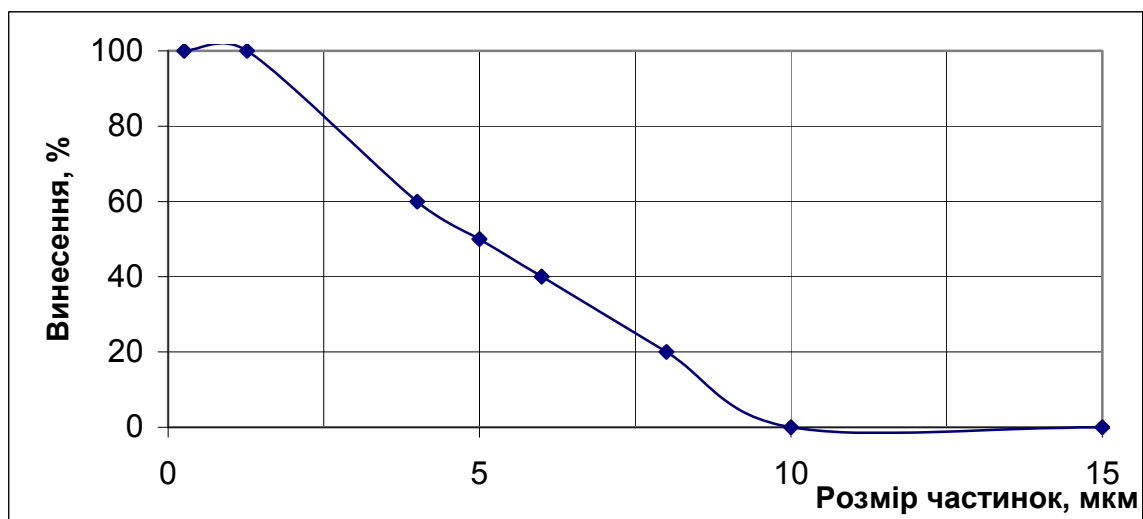


Рисунок 3.20 – Виведення частинок з теплообмінника першої ступені  
За графіком, визначають кількість частинок вказаної фракції що виноситься, та кількість що потрапляє в пиловипускний отвір при роботі теплообмінника.

Час перебування частинок матеріалу, різних фракцій в теплообміннику 1 ступені, в залежності від положення їх введення, приведений на Рисунок 3.21. На графіку вказаний час перебування всіх частинок, тобто тих що потрапили в пиловипускний отвір та випускную трубу. По осі ординат вказаний час перебування, по осі абсцис відносна відстань від осі теплообмінника до місця куди потрапила частинка при уведенні.

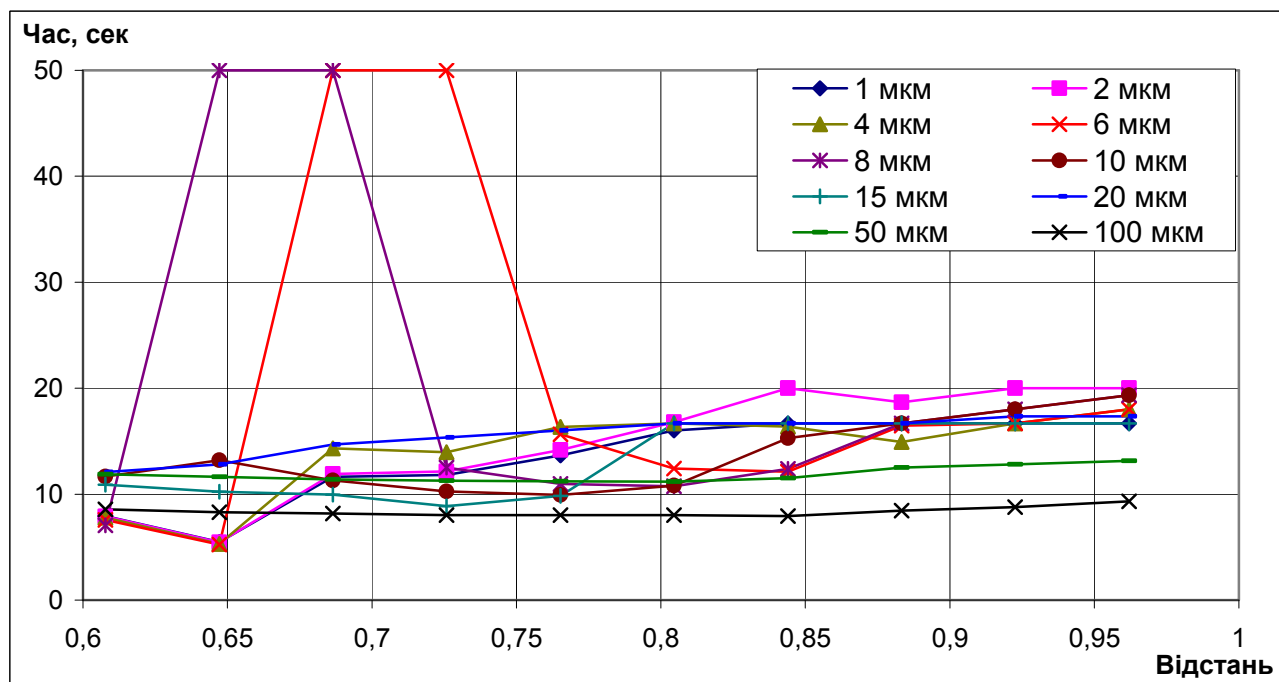
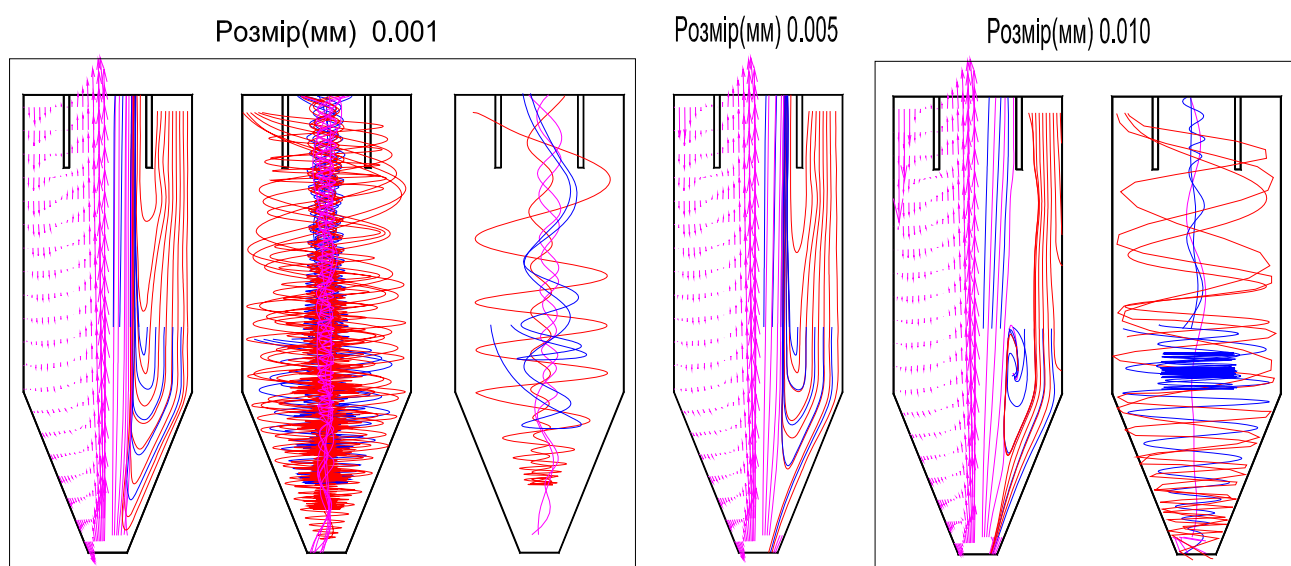


Рисунок 3.21 – Час перебування частинок в теплообміннику першої ступені при різних положеннях введення

З наведених даних видно, що в залежності від місця потрапляння частинки час її перебування в теплообміннику змінюється. Загалом він зростає при наближенні від випускної труби до стінки теплообмінника. Це пояснюється потраплянням частинки на стінку, та її наступними відскоками. Таким чином частинка пройде більший шлях, ніж частинка що постійно знаходиться в потоці. Деякі частинки, 6 мкм та 8 мкм (Рисунок 3.19) будуть знаходитись в потоці більше нормованого часу так як потрапили в зону нульових швидкостей  $V^1$ ,  $V^2$ . На великі частинки, на графіку 100 мкм та 1000 мкм, місце їх потрапляння в теплообмінник суттєво не впливає на час перебування, так як вони досить швидко потрапляють на стінку, і за рахунок інерційних та гравітаційних сил опускаються в пилувипускний отвір. Загальний час перебування частинок що потрапили в теплообмінник знаходиться в межах від 5 до 20 секунд. При зменшенні відстані до циліндричного корпусу час перебування частинки в теплообміннику збільшується, що пояснюється збільшенням шляху який він проходить, Рисунок 3.19. З графіків також видно, що при збільшенні розміру час перебування зменшується.

На Рисунок 3.22 показані вектора швидкості несучого потоку, та рух частинок матеріалу дисперсного складу розміром 1 – 30 мкм в відповідних збірниках частинок для теплообмінника 2 ступені.



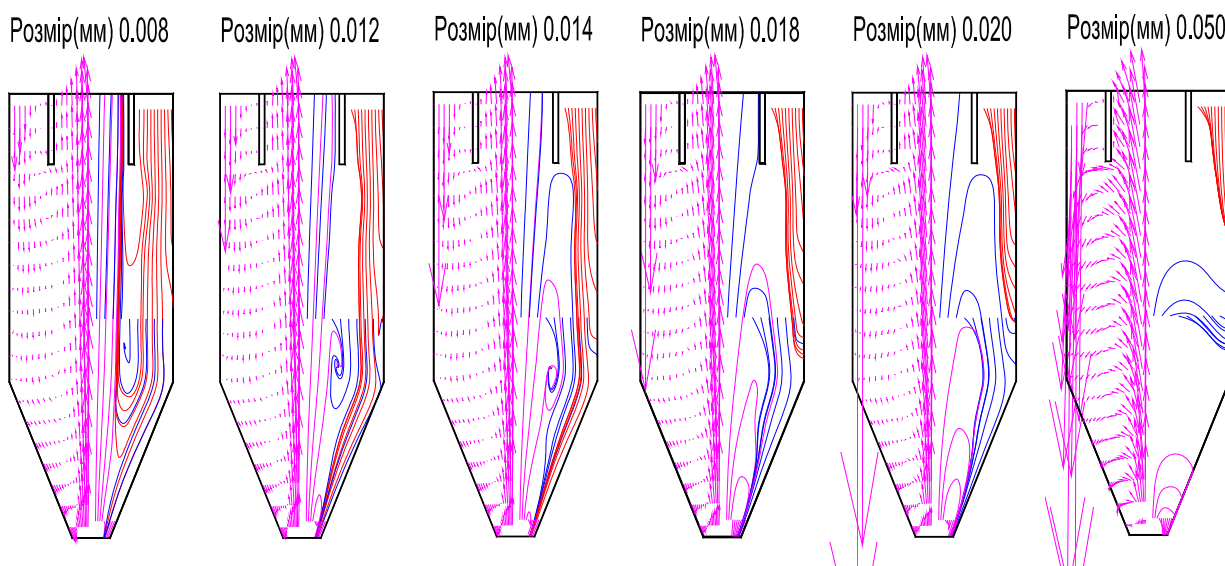


Рисунок 3.22 – Траєкторія руху частинок у теплообміннику другої ступені

Для теплообмінника 2 ступені частинки розміром 12.0 мкм та більше цілком потрапляють у пиловипускний отвір, частинки фракції 10.0 мкм – 80.0 % у пиловипускний отвір, 20,0% у випускну трубу. Частинки фракцій 8 мкм – 50,0% у пиловипускний отвір, 50,0% випускну трубу. Частинки фракцій 6 мкм – 30,00% у пиловипускний отвір, 70,0% у випускну трубу, 5 мкм – 20,0% у пиловипускний отвір, 80.0% у випускну трубу, 2.0 мкм та менше повністю потрапляють у випускну трубу. Отримані дані, для теплообмінника другого ступеня в залежності від розміру частинок, приведені на Рисунок 3.23.

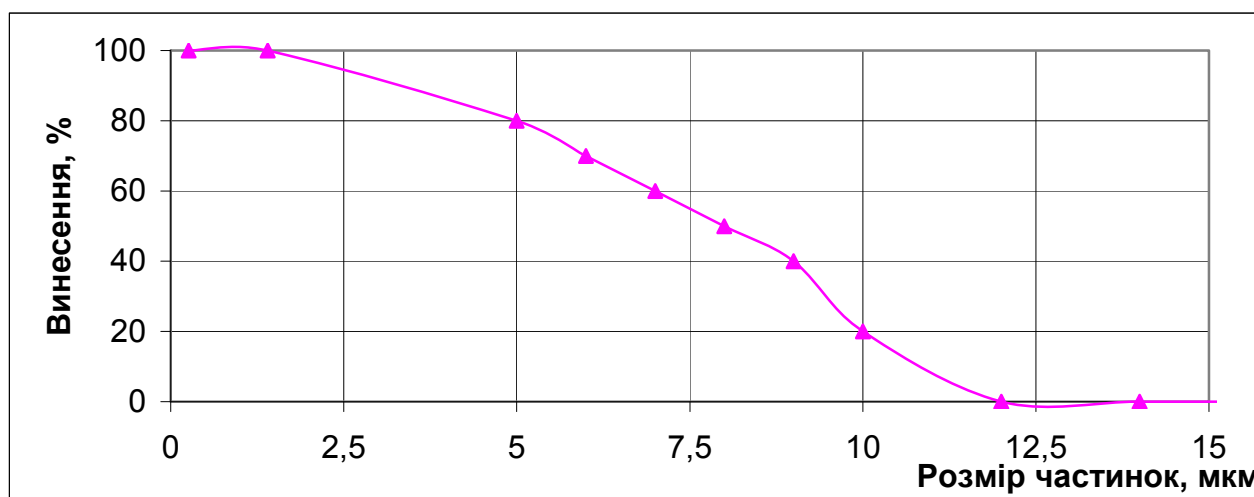


Рисунок 3.23 – Винесення частинок з теплообмінника другої ступені

На Рисунок 3.24 наведений час перебування частинок матеріалу, різних фракцій в теплообміннику 2 ступені.

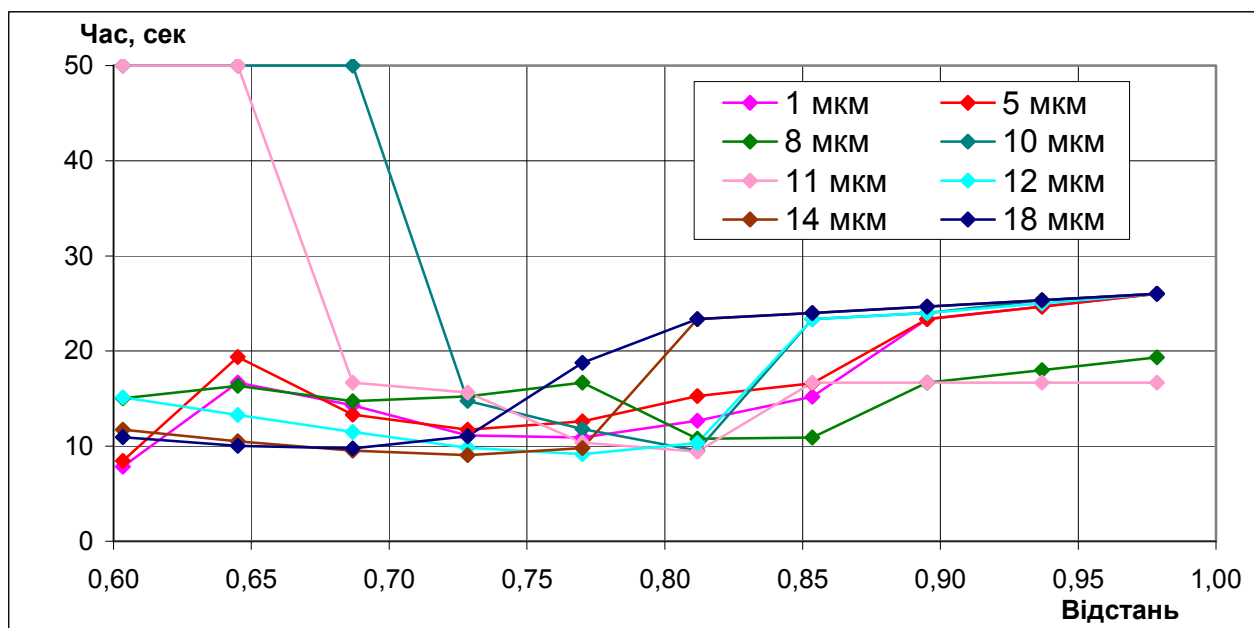


Рисунок 3.24 – Час перебування частинок в теплообміннику другої ступені при різних положеннях введення

Загальний час перебування частинок в теплообміннику складає від 8.5 сек до 26 сек, в залежності від місця введення та розміру фракції.

На Рисунок 3.25 показані вектора швидкості несучого потоку, та рух частинок розміром 1– 40 мкм в відповідних збірниках частинок для теплообмінника 3 ступені.

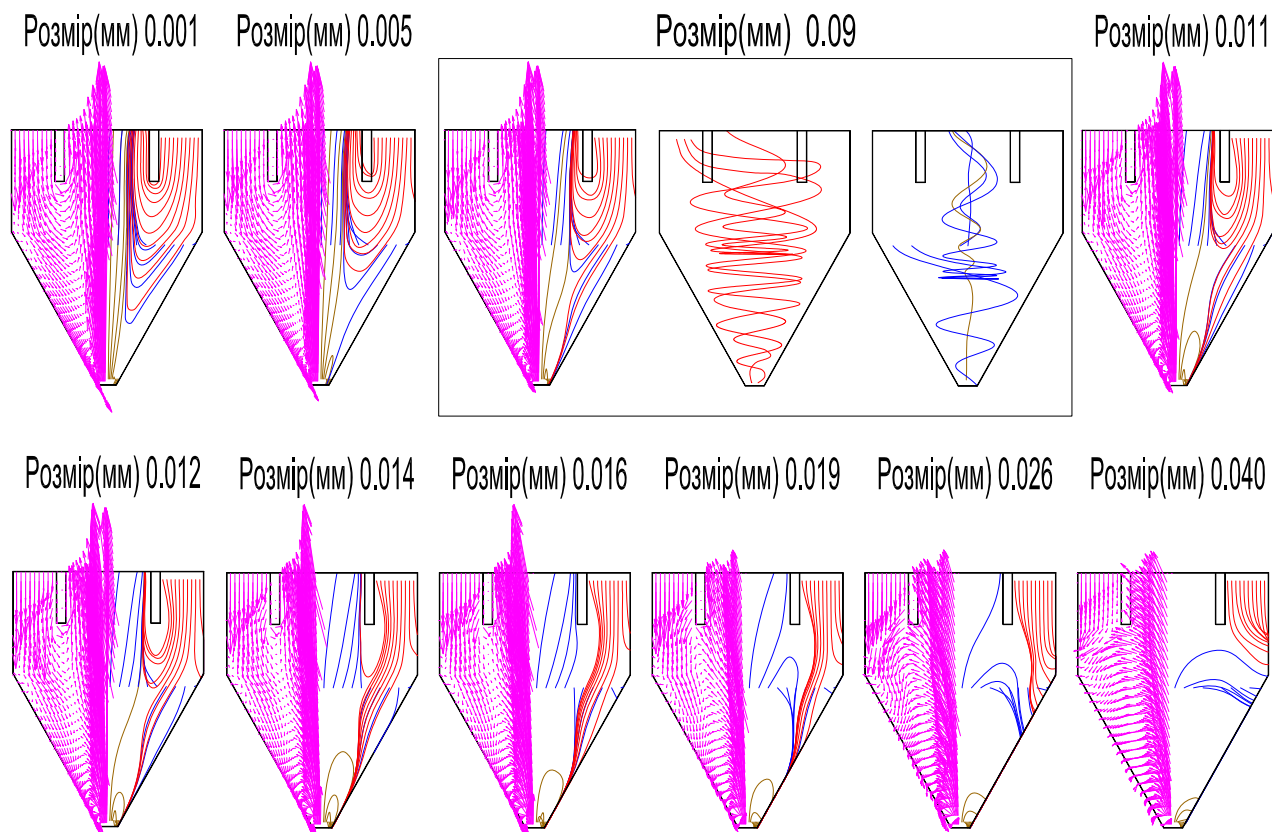


Рисунок 3.25 – Траєкторія руху частинок у теплообміннику третьої ступені

З рисунків видно, що частинки більшого розміру (у даному випадку більше 26 мкм) завжди потрапляють у пиловідвідний отвір навіть знаходячись в середній частині апарату.

В теплообмінниках 3 ступені частинки розміром 17.0 мкм та більше цілком попадають у пиловипускний отвір, частинки фракції 14.0 мкм – 87.2 % у пиловипускний отвір, 12,8% у випускну трубу. Частинки фракцій 10 мкм – 33,8% у пиловипускний отвір, 66,2% випускную трубу. Частинки фракцій 8 мкм – 20,0% у пиловипускний отвір, 80,0% у випускную трубу, 5 мкм – 8,0% у пиловипускний отвір, 92.0% у випускную трубу, 2.4 мкм та менше повністю потрапляють у випускную трубу. Дані по сепаруванню частинок, в залежності від розміру, для теплообмінника третьої ступені показані на Рисунок 3.23.

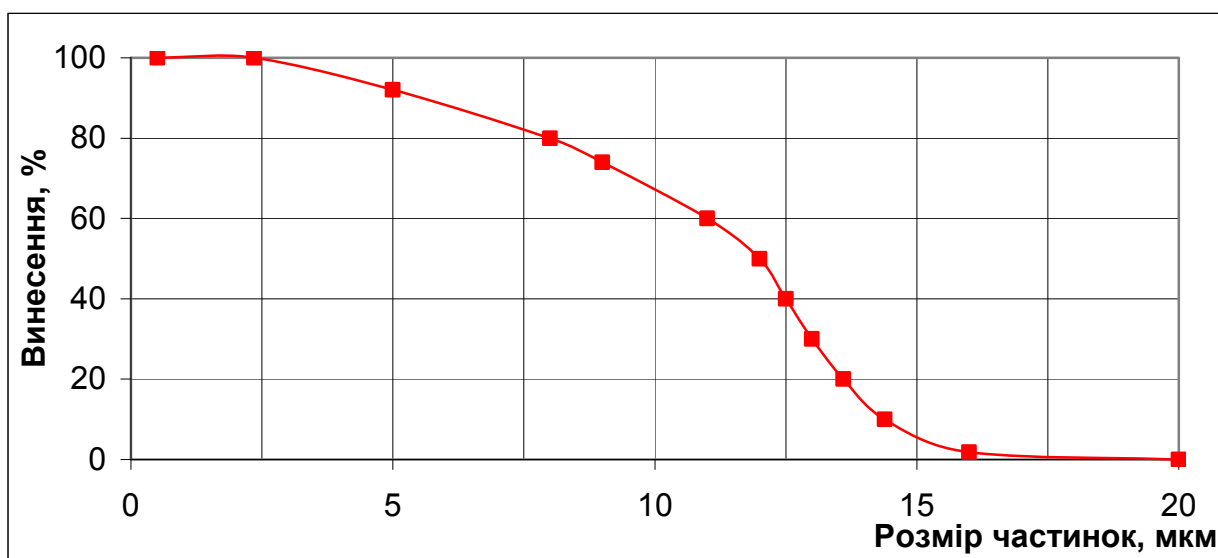


Рисунок 3.26 – Винесення частинок з теплообмінника третьої ступені

Як видно з отриманих даних розміри частинок що виносяться через вихідну трубу збільшуються при збільшенні розмірів теплообмінника.

Частинки більшого розміру потрапляють у пиловідвідний отвір рухаючись вздовж стінки теплообмінника. У цьому випадку слід враховувати, що температура біля стінки менша ніж в середині теплообмінника, тому час нагріву таких частинок до потрібної температури збільшиться.

На Рисунок 3.27 наведений час перебування частинок матеріалу, різних фракцій в теплообміннику 3 ступені.

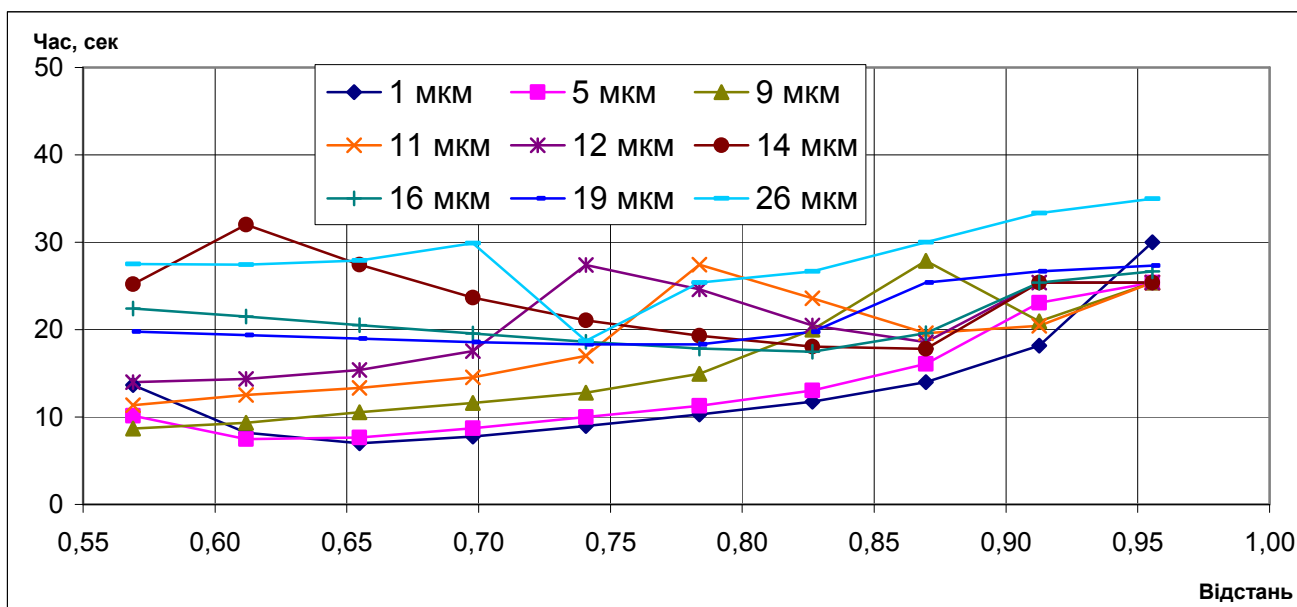


Рисунок 3.27 – Час перебування частинок в теплообміннику третьої ступені при різних положеннях введення

Загальний час перебування частинок в теплообміннику складає від 8 сек до 35 сек, в залежності від місця введення та розміру фракції. Незначний час знаходження в теплообміннику фракцій 1 мкм – 5 мкм пояснюється винесенням цих частинок з теплообмінника через випускную трубу, Рисунок 3.25.

Тверді частинки, що надходять у теплообмінник у вигляді аерозолі разом з дисперсійним газовим середовищем, залучаються в обертовий рух дисперсійним середовищем. Як видно з наведених даних тверді частинки, що знаходяться в потоці, потрапляють під дію аеродинамічних, інерційних сил і сил опору які спільно впливають на траєкторії руху. У загальному випадку до цих сил відносяться: відцентрова сила, сила ваги і сили зумовлені впливом середовища. Сума векторів сил у кожен момент часу визначає траєкторію руху частинок, їх прискорення, швидкість та час перебування в апараті.

В основному на рух частинки впливає динаміка потоку і сили інерції. Через опір руху окремих частинок поле потоку у вихровому потоці в цілому визначає траєкторію частинки. Проте, відцентрові сили, що діють на частинку у радіальному напрямку й утримують їх від переміщення до осі конуса. Чим дрібніші частинки, тим більший вплив на них робить опір середовища, тому тим ближче співпадають траєкторії їх руху з лініями току дисперсійного середовища. Як видно з графіків найменші частинки рухаються аналогічно дисперсійному середовищу.

Частинки середнього розміру поведуться себе інакше. Деякі з них, що потрапили на периферію вхідного потоку, також будуть потрапляти на конічну стінку апарата, а ті які знаходяться ближче до центра потрапляють у рециркуляційне ядро потоку і в кінці руху у випускную трубу. Таким чином початкове положення частинок середнього розміру на вході суттєво впливає на траєкторію руху усередині теплообмінника. Частинки, що потрапили в потік на незначній відстані від випускної труби можуть змінити напрямок руху внаслідок збільшення дії на них відцентрової сили. Ці частинки будуть відкинуті до стінки теплообмінника і вийдуть з нього через пиловипускний отвір, або внаслідок зменшення дії відцентрової сили на більших радіусах, знову потраплять в потік. Явище пояснюється силами, що впливають на частинки, і встановлюють рівноважний стан в вихровому потоці. Ці рівноважні положення можуть представляти собою траєкторії, на яких сили опору врівноважуються відцентровими силами. Положення радіусу рівноважного стану частинки, по відношенню до лінії нульової осьової швидкості, важливо для визначення напрямку, в якому частинка буде віднесена через пиловипускний отвір, або випускную трубу. Вихід частинки з вказаної зони відбувається за рахунок диспергування, коагуляції, або викликане зштовхуванням з іншими. Такі частинки можуть досить тривалий час циркулювати в теплообміннику і з однаковою імовірністю потрапити в потік, що вихдить, чи пиловипускний отвір. По зовнішньому вигляду частинки, що довго знаходилися в циркуляції, відрізняються від звичайних, так як мають округлу форму [106].

Частинки великого розміру будуть сепаруватися за рахунок дії відцентрових сил і потрапляти на стінку конічної, чи навіть циліндричної частини теплообмінника. На траєкторію їх руху місце потрапляння в теплообмінник не має суттєвого впливу так як вони, за досить незначний термін часу, потрапляють на стінку і далі рухаються вздовж неї до пиловипускного отвору.

По приведеним графікам, з достатнім ступенем імовірності, можливо визначити кількість частинок конкретної фракції що виноситься, та частинок що потрапляє у випускную трубу при роботі теплообмінника.

Аналіз наведених даних показує, що фракційна ефективність розділення



частинок дещо зменшується при збільшенні розміру теплообмінного апарату, а час перебування в ньому частинок збільшується. Отримані дані, у загальному задовольняють вимогам роботи запічних теплообмінників.

Таким чином, розроблені математичні моделі дозволяють досить повно описати поведінку частинок матеріалу в запічних теплообмінниках обертових печей. Вони дають можливість детального моделювання і дослідження процесу визначення траєкторії руху, швидкості та часу перебування частинок у запічному теплообміннику.

### 3.4.3 Вплив швидкості дисперсійного середовища на рух частинок

Експериментально встановлено [168], що в загальному випадку збільшення осової складової швидкості потоку знижує загальну ефективність сепарації, а колової - підвищує, проте надмірне її збільшення може призвести до зриву частинок з поверхні осадження і вторинного винесення. На Рисунок 3.28 приведено дані по дослідженню впливу швидкості дисперсійного середовища на процес сепарування частинок різного дисперсійного складу в теплообміннику 2 ступені. Швидкість потоку становить 5, 10, 20, 30, 40 м/с.

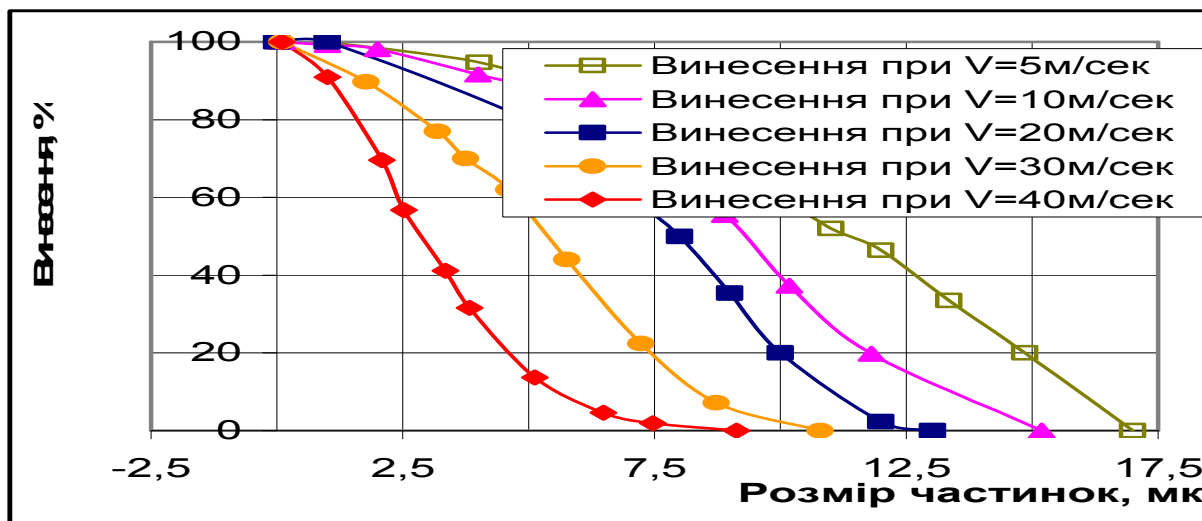


Рисунок 3.28 – Ефективність сепарації частинок при зміні швидкості

З розрахунку видно, що як і слід було очікувати, ефективність розділення зростає при збільшенні швидкості газового потоку. Однак збільшення швидкості пов'язано з різким зростанням аеродинамічного опору апарату і посиленням

місцевих завихрень, які зривають частинки що вже осіли на внутрішній поверхні. Це призводить до зниження ефективності роботи теплообмінного апарату.

Результати розрахунку, по методиці приведеній вище, показані в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 –

Кількість частинок, що потрапляють у пиловипускний отвір

Швидкість, м/с	100%	75%	50%	25%	10%	5%
5	17	14,2	11	8	5,5	4
10	15	11,3	9,3	6,8	4,7	3,76
20	12,51	9,8	8	5,5	2,5	1,25
30	10,36	8,57	5,2	3,3	1,77	0,9
40	8,88	7,5	2,9	1,8	1,2	0,5

Фракційний склад частинок що потрапляють у пиловипускний отвір, в залежності від швидкості потоку, приведений на Рисунок 3.29. По осі абсцис вказана швидкість м/с, по осі ординат розмір частинок в мкм.

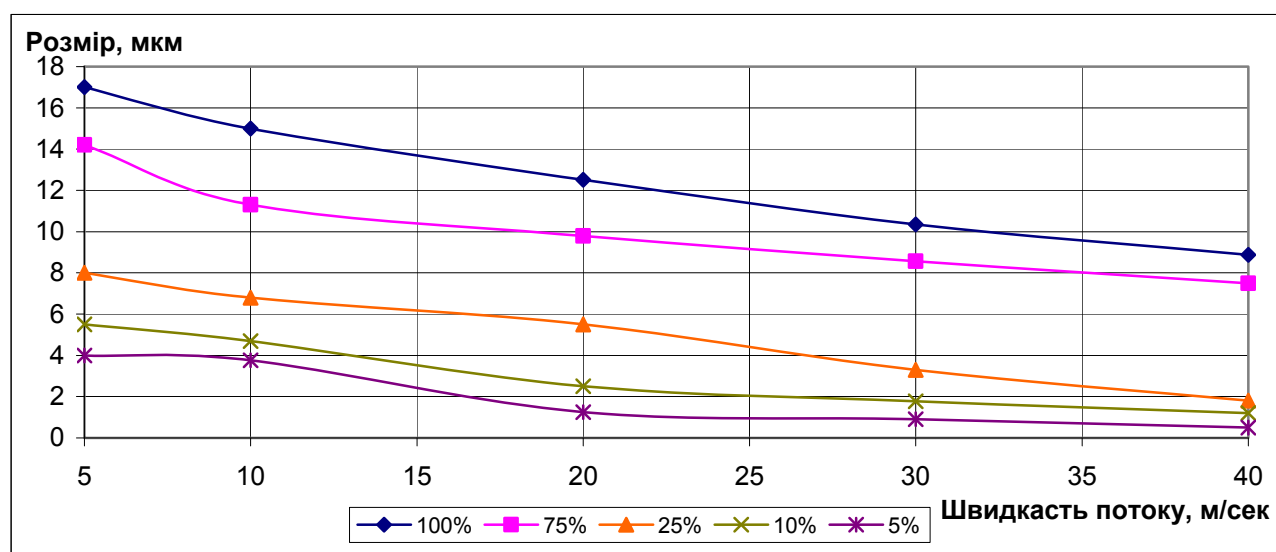


Рисунок 3.29 – Кількість частинок, що потрапляють у пиловипускний отвір

З наведених даних видно, що всі залежності мають спадний монотонний характер в результаті чого при збільшенні швидкості руху дисперсійного середовища, кількість дисперсійної фази що потрапляє в пиловипускний отвір зменшується. Так розмір фракції, що повністю потрапляють у пиловипускний отвір, становить 100% для частинок розміром 17 мкм, при швидкості 5 м/с та 8.9 мкм при швидкості 40 м/с. Через випускную трубу виноситься 95% частинок розміром 4 мкм,

при швидкості 5 м/с, а при швидкості 40 м/с частинки розміром 0.5 мкм.

Дані по дисперсному складу оброблюваного матеріалу дають можливість визначити ефективність пиловідведення та швидкість, яку повинне мати дисперсійне середовище при потраплянні в теплообмінник, та розмір частинок що виносяться з теплообміннику з пилом. Результати розрахунку приведені в табл. 3.2 та на Рисунок 3.30.

Таблиця 3.2 –

Розмір частинок, що потрапляють у пиловипускний отвір

Швидкість, м/с	Розмір частинок, мкм						
	1	4	8	10	12	14	16
5	0	5,3	24,7	40	53,6	75	90
10	0,8	8,4	31	62	81	90	100
20	0	18	50	80	98	100	100
30	5,1	30	87	98	100	100	100
40	9	69,3	99	100	100	100	100

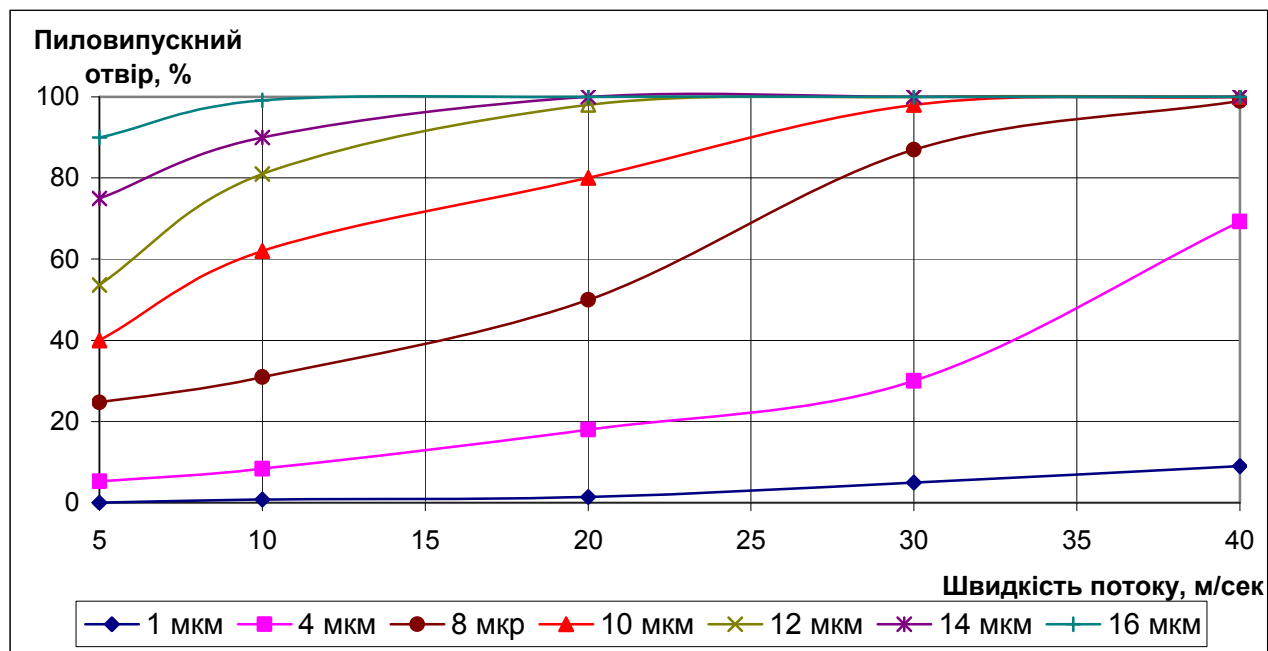


Рисунок 3.30 – Розмір частинок, що потрапляють у пиловипускний отвір

При збільшенні швидкості руху потоку розмір частинок дисперсної фази, що потрапляють в пиловипускний отвір, збільшується. Отримані залежності дозволяють визначити розмір та відсоткову кількість частинок що потрапляє в пиловипускний отвір, або вихлопну трубу в залежності від швидкості дисперсійного середовища.

Аналізуючи дані, приведені на рисунках, можемо зробити висновок, що

найбільш ефективний режим роботи теплообмінника знаходиться в інтервалі швидкостей 15 м/с – 20 м/с, на якому не відбувається суттєвого винесення робочої фракції матеріалу та достатній час перебування в робочій зоні апарату. З графіків видно, що при таких параметрах з теплообмінника повністю виноситься фракція 1 мкм, 20 – 30 % фракції 10 мкм, а частинки розміром 16 мкм та більше повністю потрапляють у пиловипускний отвір. Отримані дані також показують, що при вказаній швидкості, в теплообміннику виникає стабільний потік який забезпечує ефективний режим розділення частинок. В ньому не відбувається розпад віссиметричного вихрового ядра та виникнення, після зони розпаду декількох типів збуреного руху, або прецесуючих гвинтоподібні вихри, які спостерігаються при більшій швидкості. Вказаний режим роботи можна рекомендувати для використання в промислових умовах, так як він найкраще задовольняє вимоги роботи для теплообмінників вказаного типорозміру.

При швидкостях які не перевищують 15 м/с менше виноситься через випускную трубу більше матеріалу потрапляє у пиловипускний отвір, але при цьому збільшується час їхнього перебування в теплообміннику, що зменшує продуктивність теплового агрегату. При швидкостях що перевищують 20 м/с більшість частинок, навіть деяка кількість розміром 1 мкм, потрапляють в пиловипускний отвір, але час перебування в робочій зоні теплообмінника недостатній для протікання хімічних реакцій. Крім того потрібно враховувати що збільшення швидкості суттєво збільшує витрати електроенергії, та призводить до її перевитрати, які зазвичай складають 80 - 90% від загальної вартості на очищенні газів в циклонах.

Результати числового моделювання досить добре узгоджуються з експериментальними даними. Запропонована математична та числова модель дозволяє прогнозувати основні характеристики процесу в потоці газу, такі як швидкість, траєкторія, зміна положення в часі для частинок матеріалу різного розміру в залежності від положення введення. Розроблені методи розрахунку дають можливість виконати проектування запічних теплообмінних апаратів, досліджувати та проводити порівняння різних апаратів по їх ефективності з врахуванням впливу основних факторів на процес виділення частинок.

### 3.5 Дослідження можливості вторинного винесення частинок

Рішення задачі по методиці збірників частинок дозволяє розглянути питання вторинного винесення, так як дає можливість моделювати траєкторію руху частинок при довільному їх потраплянні в теплообмінний апарат. Вторинне винесення це явище повернення відсепарованих частинок в газовий потік та винесення, що відбувається внаслідок дії різних факторів. У загальному випадку основними причинами вторинного винесення з вихрових апаратів є аеродинаміка дисперсійного середовища, характеристики дисперсної фази, конструктивні особливостей основних вузлів, а також можливість закупорювання бункеру виведення, вихідних патрубків і розвантажувальних мигалок [168, 169, 190, 191].

Закономірності та вплив вторинного виносу твердих частинок на загальну ефективність поділу двофазних систем у вихрових апаратах в цілому вивчено недостатньо. Тому такі задачі вирішуються зазвичай з допомогою ймовірнісно-стохастичного підходу [144, 165, 169, 183, 190]. Спробуємо дослідити цей процес, скориставшись детермінованою моделлю.

При потраплянні твердих частинок на стінку теплообмінника може відбуватись пружне відскакування, в результаті чого вони знову потраплять в потік дисперсійного середовища. Величина відскоку і ступінь його впливу на загальну ефективність розділення залежить від швидкості і кута зіткнення частинок зі стінкою, від форми частинок, механічних характеристик матеріалів, коефіцієнта тертя і інших параметрів процесу [167, 170, 171, 172, 183]. Загальна ефективність осадження частинок також істотно залежить від стану поверхні стінки та її утримуючої здатності, що зумовлює можливості їх повторного зриву (вторинного виносу) з поверхні [167].

Для наочності розглянуто процес руху частинки діаметром 3.5 мм, яка потрапляє в теплообмінник з дисперсійним середовищем розглянутого на Рисунок 2.16. Траєкторії руху частинок у цьому випадку показані на Рисунок 3.31.

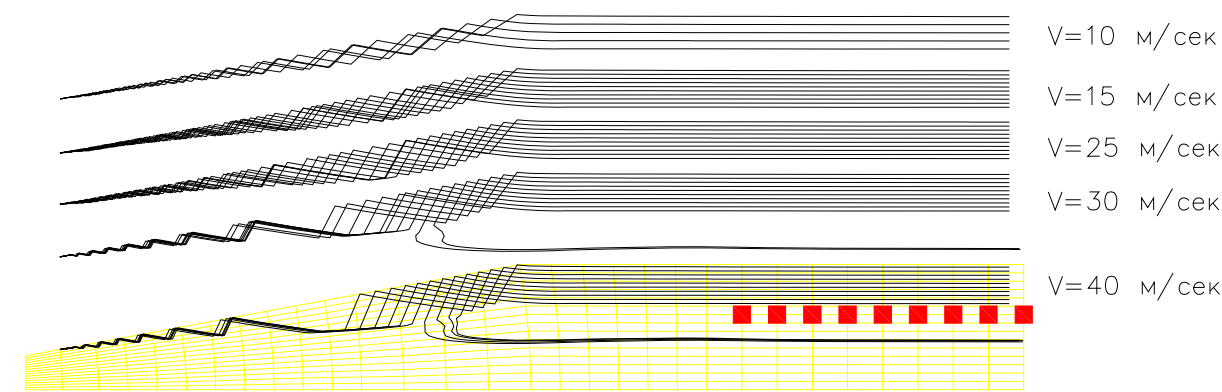


Рисунок 3.31 – Потрапляння частинок у висхідний потік

З рисунку видно, що на поверхні стінки теплообмінника одночасно відбуваються два взаємно протилежних процесів - осадження частинок, під дією відцентрових сили, і відскок осілої частинки, яка знову потрапляє в потік дисперсійного середовища. Якщо вона потрапляє в інтенсивне вихрове поле, що визначається характеристиками потоку, то відбувається вторинне винесення частинки.

Потрібно відмітити, що можливий інший механізм винесення дрібніших частинок, який розглянуто на Рисунок 3.32, де розглядаються частинки 1.5 мм.

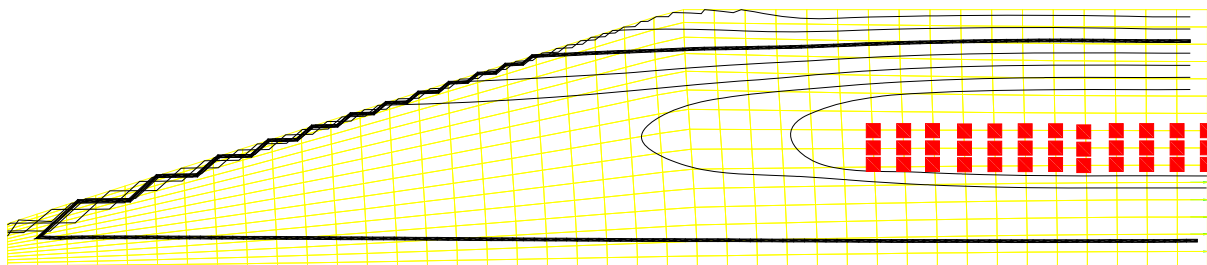


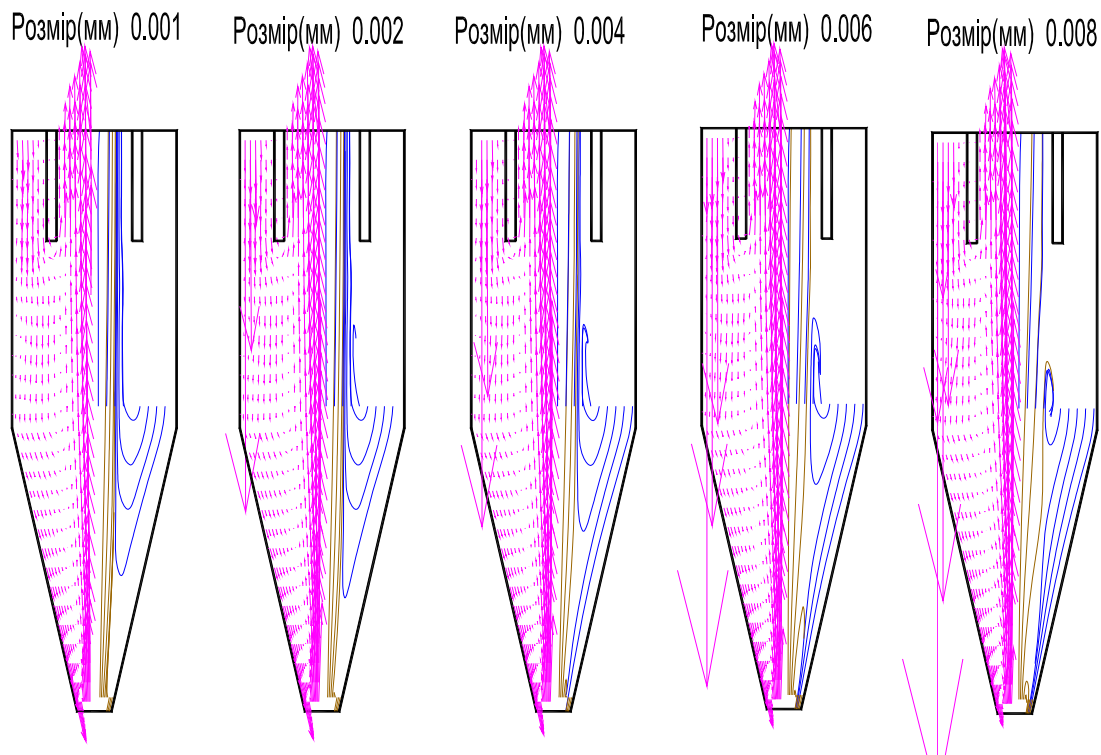
Рисунок 3.32 – Ефект зростаючої осциляції при винесенні частинок

Відповідно результатів розрахунку відстань, на яку віддаляються частинки (відскакування), зростає по мірі руху, що добре видно в кінчній частині теплообмінника. Спостерігаються зростаюча осциляція і вторинне винесення вже відсепарованих частинок з поверхні каналу [169]. Дійсно на частинку, що знаходиться на поверхні циклону, крім сил тяжіння, відцентрової і сил, пов'язаних з обтіканням, діють сила тертя і адгезійна сила, які утримують частинку на поверхні. Умова відриву визначається з аналізу умов рівноваги сил, що діють на неї. Таким чином, діючі сили майже врівноважуються і в дисперсній фазі можуть існувати частинки, які під дією сили відскакування, та аеродинаміки потоку після декількох

контактів із стінкою потрапляють у висхідний потік та виносяться з апарату.

Також механізмами, що обумовлюють винесення, можуть бути наступними – припинення відводу відсепарованої дисперсної фази за рахунок закриття бункеру виведення, зміна розмірів частинок при русі за рахунок диспергування і коагуляції, зриву та відскакування частинок від поверхні стінок.

Розглянемо випадок припинення відводу за рахунок можливого закриття бункеру виведення, та процесів диспергування, або коагуляції частинок. В розрахунковій схемі використовується рух дисперсійного середовища розглянутого на Рисунок 2.16. Закриття бункеру моделюється частинками які потрапляють в потік в нижній частині конусу теплообмінника [177, 178]. В процесі диспергування, або коагуляції в середній частині теплообмінника, виникають частинки з розміром відповідним розміру  $i$ -го збірника частинок. Наприклад при диспергуванні вони потрапили з  $i+k$  збірника, а при коагуляції з  $i-k$  збірника частинок. Результати розрахунку винесення частинок при закритті бункеру виведення та за рахунок диспергування і коагуляції приведені на Рисунок 3.33.



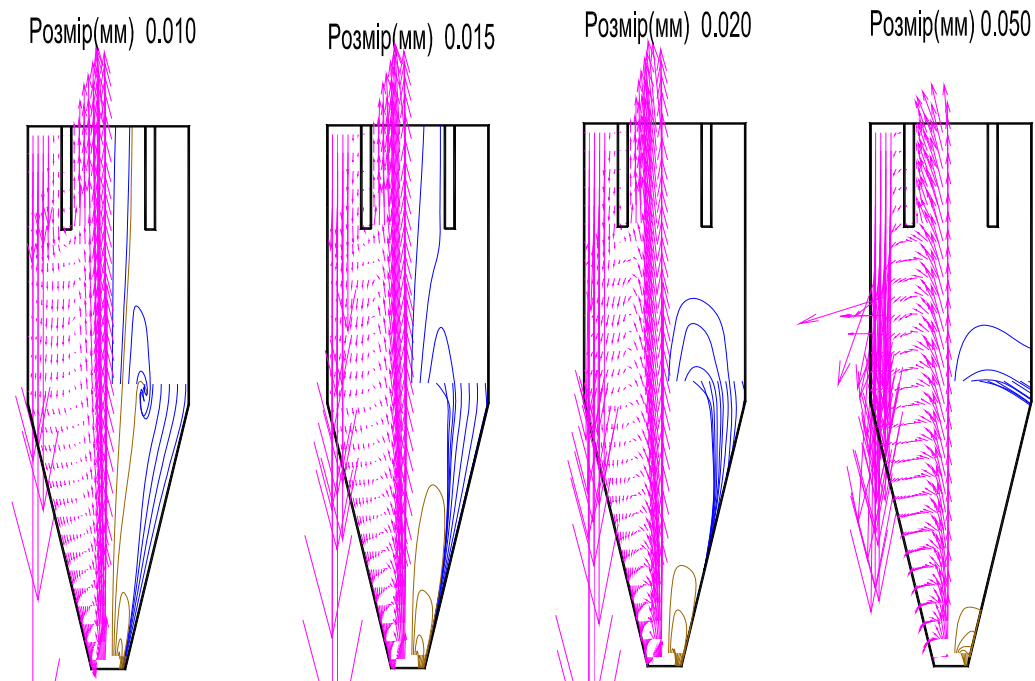


Рисунок 3.33 – Моделювання процесу вторинного винесення частинок

З рисунків видно, що частинки розміром 1 – 10 мкм, які осіли в теплообміннику з шару осаду, потрапляють в потік і будуть винесені, тобто для них відбудеться вторинне винесення. Частинки, що виникли в результаті диспергування чи коагуляції в середній частині, в залежності від положення введення, потрапляють у висхідний потік і виносяться з теплообмінника (розміром 1–15 мк), або в спадний, і виходять з теплообмінника разом з робочою фракцією. Таким чином розроблена математична модель дозволяє визначити кількість таких частинок.

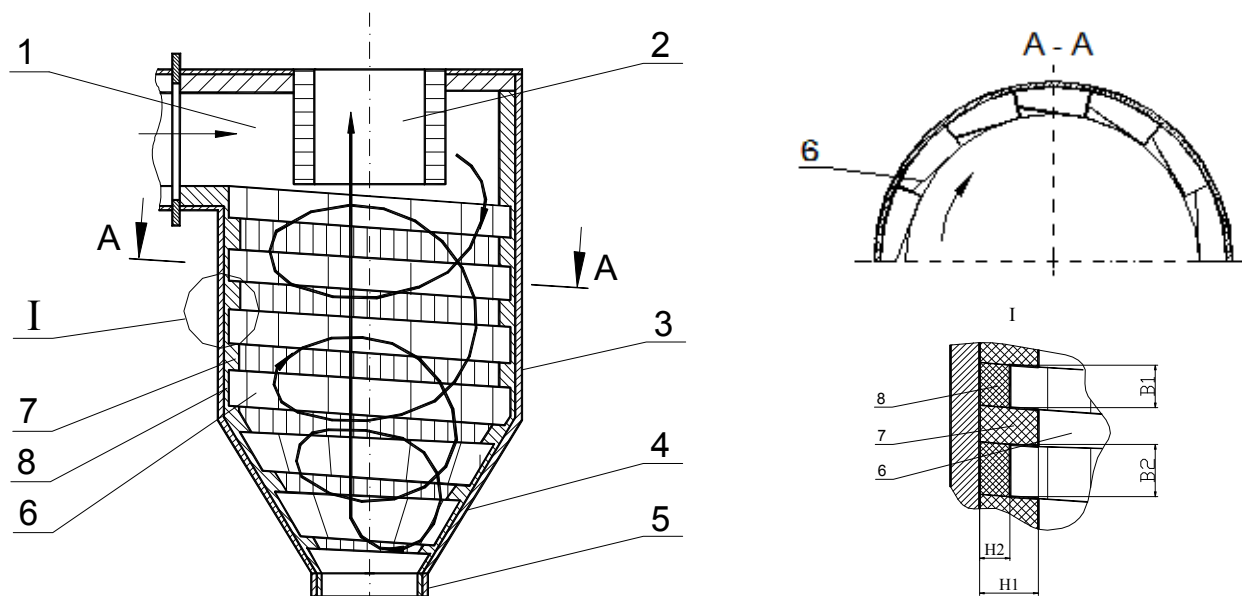
### 3.6 Рекомендації по конструкціях запічного теплообмінника

#### 3.6.1 Теплообмінник з поверненням частинок в тепловий потік

Базова конструкція запічного теплообмінника обертової печі має той недолік, що при потраплянні в нього частинок матеріалу відбувається недостатній теплообмін між газовим потоком (теплоносієм) та матеріалом особливо для частинок більшої крупності. Це пов'язано з тим що такі частинки, які потребують більшого нагріву, після потрапляння в циклонний теплообмінник, за рахунок вихрових процесів та дії відцентрових сил, відразу потрапляють на бокові стінки циліндричної та конічної секцій апарату (Рисунок 3.34). За рахунок руху теплоносія частинки швидко зміщаються вниз та виходять в нижній вихідний патрубок, що



сприяє недостатньому та нерівномірному прогріву матеріалу.



1 – вхідний патрубок; 2 – випускна труба; 3 – циліндрична камера;  
4 – конічна секція; 5 – пиловипускний отвір; 6 – канал у вигляді гвинтової лінії; 7, 8 – виступи та дно каналу.

Рисунок 3.34 – Запічний теплообмінник

Поставлена задача вирішується тим, що в теплообміннику блоки футерівки виконані різної висоти і викладені таким чином, що утворюють канал у вигляді гвинтової лінії, де блоки більшої висоти є стінками каналу, а меншої – його дном. Крім того блоки футерівки, які розташовані на дні каналу, мають скіс, який плавно зменшується в напрямку руху матеріалу. Новизна вказаного технічного рішення підтверджена патентами на винахід [179 – 181].

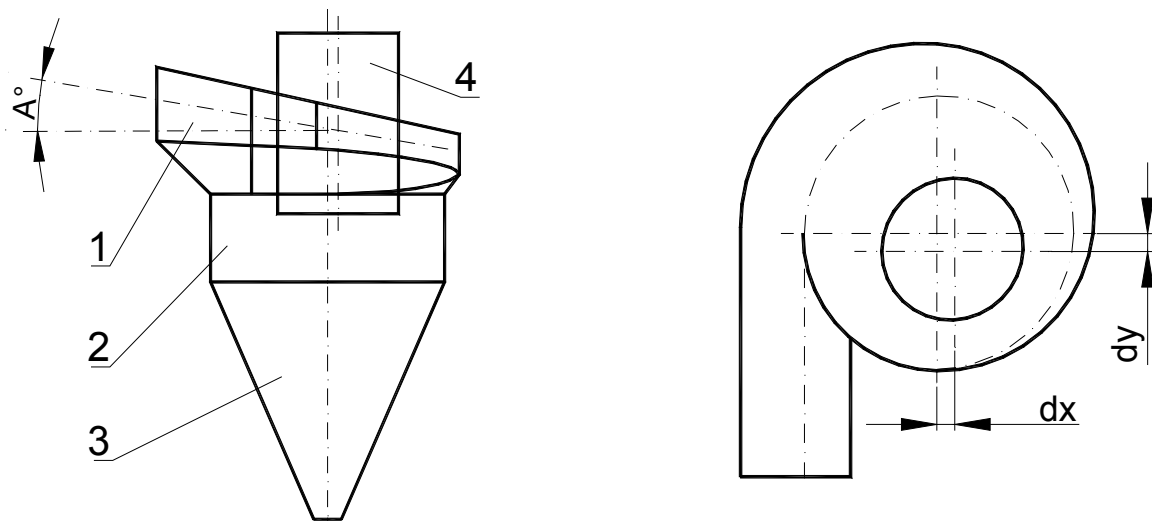
При наявності каналу 6, що утворений блоками футерівки різної висоти 7, 8 крупна фракція в початковий момент потрапляє в нього і рухається як по направляючій. Канал виконаний таким чином що матеріал в ньому рухається по гвинтовій лінії, траєкторія якої менш похила і не відповідає напрямку руху теплоносія. За рахунок цього матеріал буде довше перебувати в теплообміннику, з суттєвою відмінністю в швидкості між частинками матеріалу та потоком газу. Відмінність швидкостей, між потоком газу та частинками, інтенсифікує теплообмін за рахунок збільшення конвективних складових. Крім того блоки футерівки, що утворюють дно каналу мають скоси, які плавно зменшуються в напрямку руху матеріалу. Таким чином частинки, що потрапили на скоси, будуть відштовхуватись від них і знову

направлятися в потік теплоносія. Це дозволить додатково інтенсифікувати процес теплообміну між матеріалом та теплоносієм, що сприяє більш рівномірному та повному прогріву частинок матеріалу безпосередньо в тепловому потоці. Міlkі частинки, що знаходяться в вихровому потоці не потрапляють на стінки і рухаються разом є ним до пилівипускного отвору 5.

Вказане технічне рішення сприяє підвищенню якості прогріву матеріалу та збільшенню теплової ефективності теплообмінника інтенсифікуючи теплообмін за рахунок збільшення часу перебування матеріалу в теплообміннику, та збільшення відносної швидкості переміщення частинок в газовому потоці.

### 3.6.2 Теплообмінник з ексцентрично зміщеним виходом

Для зниження аеродинамічного опору й підвищення ефективності роботи теплообмінника як розділового апарата в ньому, під кутом до горизонтальної площини, установлюється вхідний патрубок, що дозволяє направити газопилову суміш безпосередньо в роздільну камеру. Це дозволяє зменшити турбулентні пульсації, викликані різкою зміною напрямку руху носія при переході від вихідного патрубку до циліндричної камери [225, 226, 228]. Вісь вхідного патрубку зміщена відносно осі теплообмінника, діаметрально відносно вхідного патрубку. Конструктивна схема пропонованого теплообмінника наведена на Рисунок 3.35.



1- вхідний патрубок; 2 - циліндрична частина; 3 - конічна частина; 4 – вихідна труба;  
 $A^0$  – кут зміни нахилу вхідного патрубку;  $dx$ ,  $dy$  – змінні розміри, для установки вихідного патрубку.

Рисунок 3.35 – Схема конструкції запічного теплообмінника

Для рішення завдання використовувався відомий пакт прикладних програм (ППП) Fluent. Розрахунок проводився в Уханському технологічному університеті, КНР, а робота виконувалася в рамках наукового співробітництва між НТУУ «КПІ» й Уханським технологічним університетом.

При математичному моделюванні потоку усередині теплообмінника використовувалась модель тривимірної турбулентної течії з інтенсивним обертанням потоку моделі Рейнольдсових напружень "RSM" [226]. Суть методу полягає в тому, що рішення рівняння переносу виконується за допомогою тензора Рейнольдсових напружень. Як додаткове рівняння використовується рівняння переносу для швидкості турбулентної дисипації, яке потрібне для визначення масштабу турбулентності. Вказана модель "RSM" використовується в тих випадках, коли анізотропність турбулентного потоку впливає на усереднений потік. Такий процес відбувається у високошвидкісних обертаних потоках і потоках з розвиненими вторинними течіями, викликаними неоднорідністю поля напружень, прикладом яких є потік у запічному теплообміннику.

Як алгоритм рішення обраний метод контрольного об'єму. При цьому застосовується SIMPLE алгоритм, що зв'язує значення швидкості й тисків. Цей алгоритм, використовується для рішення дозвукових течій, досить технологічний при програмній реалізації, задовольняє вимогам консервативності й дозволяє за допомогою коефіцієнтів релаксації керувати ходом обчислювального процесу.

Основні геометричні параметри, крім нахилу вхідного патрубку й зсуву вихідного патрубку бралися з базової конструкції. Діаметр його зовнішнього циліндра становить 6728 мм. Вхідний нестисливий турбулентний потік подається в теплообмінник з швидкістю 17 м/с.

Параметри фізичних характеристик середовищ наступні:

- 1) Дисперсне середовище являє собою газоподібне повітряне середовище (повітря) з температурою 800°C.
- 2) щільність дисперсного середовища при 800°C становить  $\rho=0,3065 \text{ кг/м}^3$ ;
- 3) динамічна в'язкість дисперсного середовища при 800°C становить

$$\mu=4,636 \cdot 10^5 \text{ Пз};$$

4) щільність частинок дисперсної фази  $P_p=2500 \text{ кг/м}^3$ .

Досліджувалися наступні конструктивні варіанти теплообмінника:

1) Кут нахилу верхньої частини  $0^\circ$  (без нахилу). Відстань зсуву вихідного патрубка 0,  $100 \times 100$ ,  $200 \times 200$ ,  $300 \times 300 \text{ мм}$ .

2) Кут нахилу верхньої частини  $0^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$ ,  $20^\circ$ . Відстань зсуву вихідного патрубка:  $200 \text{ мм} \times 200 \text{ мм}$ .

З урахуванням змін базової конструкції проведено числове моделювання й дослідження параметрів структури потоку дисперсної фази та дисперсійного середовища. Результати розрахунку теплообмінника без нахилу вхідного потоку, але зі зсувом вихідного патрубка наведені на Рисунок 3.36. По осі абсцис указується зсув у міліметрах, по осі ординат ефективність розділення в відсотках %, і тиск у Па.

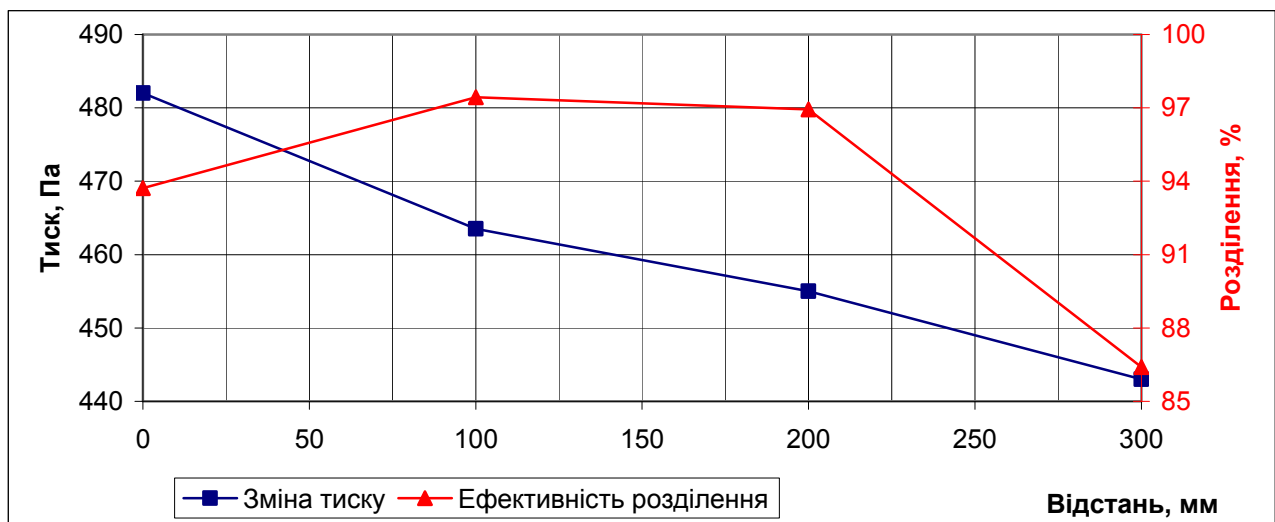


Рисунок 3.36 – Ефективність розділення та зміна тиску при зміщенні патрубку

З графіків видно, що в міру збільшенні відстані зсуву ефект розділення теплообмінника збільшується для відстані 100 мм та 200 мм, але при відстані 300 мм зменшується, у той же час втрати тиску постійно зменшуються. Щоб отримати більший ефект розділення й меншу втрату тиску, необхідно вибрати оптимальну відстань зсуву вихідного патрубка. Таким чином для теплообмінника що розглядається, найбільш ефективним може бути зсув вихідного патрубка в межах від 100мм до 200мм.

Досліджуємо вплив нахилу вхідного потоку, коли зсув вихідного патрубка є

незмінним і становить 200мм×200мм. Залежності між ефектами розділення й нахилом верхньої частини наведені на Рисунок 3.37.

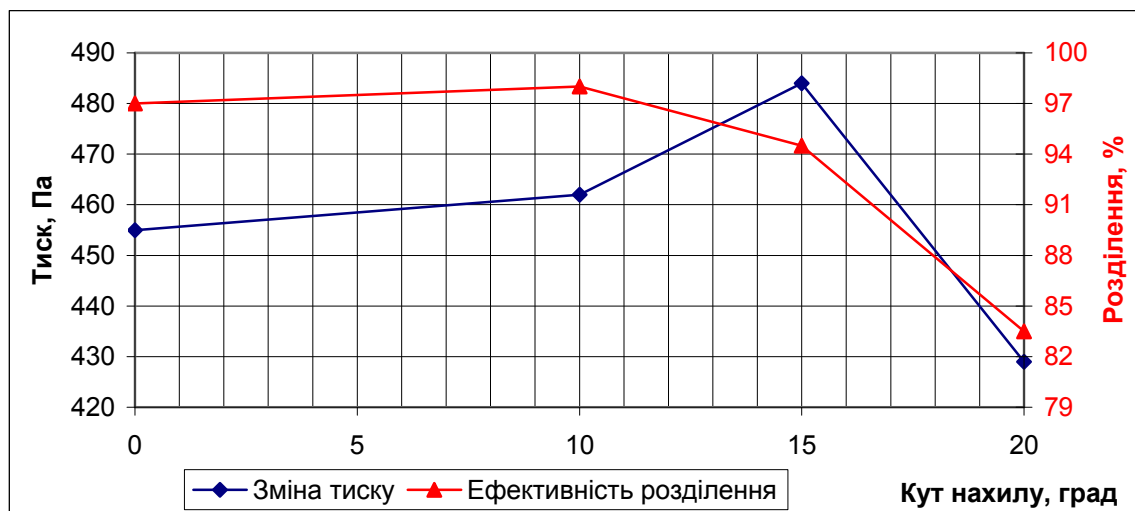


Рисунок 3.37 – Ефективність розділення та зміна тиску при зміні кута нахилу

З Рисунок 3.37 видно, що ефект розділення й втрати тиску, зі збільшенням кута нахилу верхньої частини, збільшуються при куті нахилу 10°–15°, але при 20° зменшуються. Ефективність розділення досягає максимального значення при куті близько 10°, а втрата тиску відбувається при куті нахилу близько 15°. Якісна роботи теплообмінника визначається виходячи з високої ефективності розділення й мінімальних втрат тиску. Тому кут нахилу при зсуві вихідного патрубку 200мм×200мм, для даного теплообмінника, можна вибрати рівним 10°, як найбільш прийнятний.

В результаті розрахунку теплообмінника було встановлено:

1) При зміні конструктивних елементів – верхньої частина з нахилом та зміщеним вихідного патрубку, величина колової швидкості змінюється несуттєво, а осьова швидкість збільшується за рахунок відхилення обертального потоку й зміщення відносно осі обертання. Це є діючим чинником для підвищення ефективності розділення теплообмінника.

2) При збільшенні відстані зсуву вихідного патрубку, ефективність розділення теплообмінника збільшується, з наступним зменшенням, при цьому втрати тиску тільки зменшуються. При збільшенні кута нахилу вхідного патрубку, ефективність розділення та втрати тиску змінюються збільшуючись, потім зменшуються.

3) При проектуванні теплообмінника, необхідно вибирати раціональні значення кута нахилу вхідного патрубка й відстань для зсуву вихідного патрубка. Для досліджуваної конструкції ці значення склали:  $10^\circ$  для кута нахилу,  $200\text{мм} \times 200\text{мм}$  для величини зсуву.

Пропонується використання запічного теплообмінника зміненої конструкції, ефективність якого вища в порівнянні з існуючими апаратами, що відкриває широкі перспективи для його впровадження в технологічних процесах виготовлення цементного клінкера сухим способом і поліпшує його показники по енергоємності, металоємності, екологічним параметрам.

### **3.7 Висновки по розділу 3**

1. Обґрунтоване визначення розподілу аерозольних систем з допомогою збірників частинок поділюваних мас, що базуються на вивченні закономірностей і математичних моделей руху газопилової суміші в елементах та конструкціях вихрових апаратів. Даний метод дозволяє визначити швидкість, траєкторію руху й час перебування матеріалу в теплообміннику, що дає можливість, з урахуванням полів температур, вивчати процес теплообміну між частинками й теплоносієм та визначати ефективність роботи теплообмінника.

2. Розвинена методологія побудови, машинно-орієнтовані алгоритмів та розроблені математичні моделі процесу сепарації з врахуванням ламінарного, перехідного та турбулентного режимів переміщення частинок дисперсної фази в теплообміннику, по яких визначається ефективність роботи установки конкретного типу шляхом дослідження аеродинамічної структури потоку і побудови траєкторій руху дисперсних частинок.

3. Розроблено й апробовано методику розрахунку розділової здатності теплообмінника, що дозволяє враховувати вплив турбулентного вихрового потоку на траєкторію руху частинок і на результати розділення дисперсних фаз у теплообміннику. Результати оцінки працездатності методики дають можливість її практичного застосування при проектуванні апаратів для поділу твердих частинок в теплообмінників аналогічних типорозмірів.

4. Розроблено методику, математичні та числові моделі для розрахунків значень фракційної ефективності та ступені сепарації частинок дисперсної фази в циклонних теплообмінниках. Створена програмна система дає можливість збільшити точність розрахунку та визначити швидкість, траєкторію руху і час перебування матеріалу в теплообміннику.

5. Розроблено новий підхід до розрахунку розділової здатності теплообмінника на базі розрахунку руху дисперсійного середовища та дисперсних частинок з урахуванням явища зіткнення частинки з перешкодою. Виявлені потенційні можливості підвищення ефективності за рахунок встановлення закономірностей руху частинок та їх взаємодії з робочими органами вихрового апарату, запропоновані технічні рішення.

6. Вперше розвинуто методи розрахунку, досліджено та здійснено наукове обґрунтування механізму диспергування частинок матеріалу в теплообмінниках з врахуванням явищ зіткнення з перешкодою, температурних напружень та внутрішнього тиску в частинках дисперсної фази з можливістю динамічної зміни кількості та розміру частинок.

7. На підставі аналізу процесів руху та сепарації аерозольних частинок в закрученому газодисперсному потоці запропонована методика числового моделювання з врахуванням вторинного винесення з робочої зони вихрового теплообмінного апарату.

Запропонований комплекс математичних моделей та числових рішень може бути використаний в якості основи при розробці та вдосконаленні конструкцій типових запічних теплообмінників та вихрових сепараційних апаратів.

## 4 МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ В ОБЕРТОВИХ ПЕЧАХ

В даному розділі розглядається концептуальна математична модель технологічної системи для моделювання теплових процесів в обертових печах, що дає можливість визначити та класифікувати теплові потоки які сприймає оброблюваний матеріал та тепловий агрегат в цілому. Основою для розробки математичної моделі є математичний опис складових теплових процесів. При цьому піч розглядалася як сукупність областей – фрагментів, що визначені енергетичними зонами. Фрагменти, в свою чергу, розділені на елементи, що дозволяє більш детально досліджувати процеси які відбуваються в тепловому агрегаті.

### 4.1. Структурна схема обертової печі

Для аналізу теплових процесів, що відбуваються в робочому просторі цементної обертової печі, розглянемо спрощену схему процесів та їх взаємодію з конструктивно-технологічними елементами, яка представлена на Рисунок 4.1.

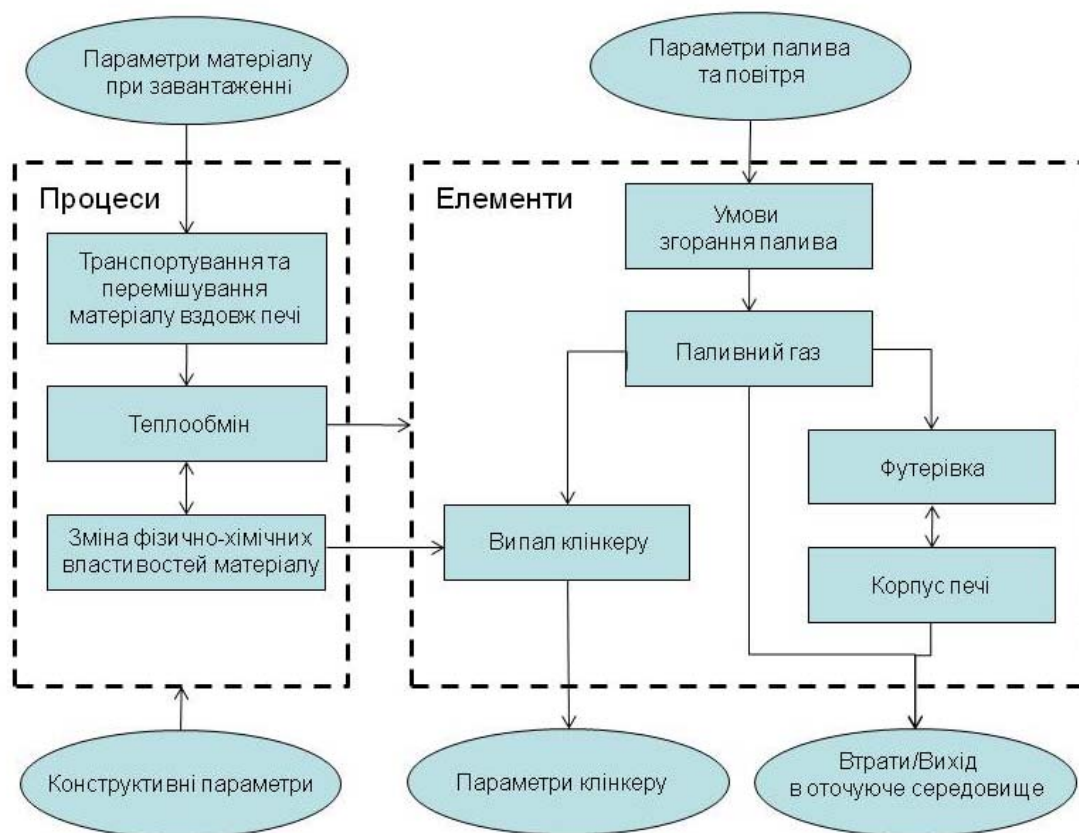


Рисунок 4.1 – Теплова взаємодія конструктивних елементів обертової печі

До зовнішніх параметрів які впливають на роботу печі відносяться:



- Конструктивні параметри – визначаються конструктивними розмірами, кутом нахилу та числом обертів.
- Параметри матеріалу при завантаженні – гранулометричний та хімічний склад сировини яка підлягає обробці.
- Параметри палива та повітря – витрати палива та повітря для горіння, хімічний склад палива.
- Параметри клінкеру – хімічний склад отриманого продукту (клінкеру).
- Втрати/Вихід в оточуюче середовище – теплові втрати в навколишнє середовище через корпус печі та тепло втрачене з газами що відходять і включають продукти горіння та пил.

При обробці сировинних матеріалів для отримання клінкеру в печі відбуваються наступні процеси:

1. Транспортування та перемішування матеріалу вздовж печі.
2. При переміщенні вздовж печі відбувається зміна фізично-хімічних властивостей матеріалу і він перетворюється в клінкер.
3. Теплообмін між паливним газом, сировиною та елементами конструкції печі.

До конструктивно-технологічних елементів печі відносяться

- Згорання палива – відбувається в форсунці для твердого або рідкого палива та пальнику для газоподібного палива.
- Паливний газ – утворюється в результаті горіння палива.
- Випал клінкеру – відбуваються фізично-хімічні перетворення сировини та отримання клінкеру.
- Футерівка – виконує захисні та регенеративні функції.
- Корпус печі – утримує піч, передає оберти від приводу та інші.

На приведеній схемі окремі зв'язки позначені як двосторонні. Аналіз схеми дозволяє скласти перелік процесів, які необхідно враховувати при моделюванні:

- Теплові процеси, що відбуваються під час спалювання палива;
- Теплообмін між топковим газами і клінкером що випалюється;
- Теплообмін між топковим газами і внутрішньою поверхнею футерівки печі;
- Теплообмін усередині клінкеру, зумовлений механічним переміщенням

матеріалу і теплопровідністю;

- Теплообмін між клінкером і внутрішньою поверхнею футерівки печі;
- Теплопередача всередині печі між футерівкою, сталевим корпусом і зовнішнім середовищем.

З точки зору моделювання комплексного процесу випалу цементу в обертовій печі основними вхідними величинами будуть наступні:

- 1) завантаження: витрата, хімічний склад, теплофізичні та фізичні характеристики, початкова температура матеріалу;
- 2) по газу, дуттю і підсосу: температура, витрата, хімічний склад, теплофізичні та фізичні властивості;
- 3) по конструктивних елементах: геометричні параметри робочого об'єму печі, товщина, кількість шарів кладки та інші;
- 4) по продукту: продуктивність печі, вихід і якість продукту і т. д..

При розробці системи моделюються процеси що відображають сутність системи: поле температур робочого об'єму печі, розподіл по її довжині складу матеріалу, витрат і швидкостей руху газів і матеріалу. Окремі процеси моделюються підсистемами. Взаємозв'язок між підсистемами виявляється в наступному. Рух газу і матеріалу впливає на умови їх взаємодії, а, отже, і на швидкість фізично - хімічних перетворень. При русі газу і матеріалу відбувається інтенсивна радіаційна та конвективна передача тепла, що впливає на процес теплообміну.

Тепло, що виділяється при згорянні палива, бере участь у теплообміні і визначає найважливіший параметр стану системи, тобто впливає на процеси теплообміну та розподіл температури. Ці зв'язки між підсистемами показані на рисунку стрілками. Таким чином, всі підсистеми обертової печі взаємопов'язані загальними параметрами, визначають роботу інших і складають цілісну систему.

#### **4.2 Методи моделювання теплових процесів**

Теплові процеси та хімічні реакції, що відбуваються в процесі спікання клінкеру приведені в роботах [19, 22, 27, 52, 53, 77, 105, 258–262, 345], де вони описуються в різній формі використання. При цьому для дослідницьких і проектних

робіт в обертових цементних печах зазвичай застосовується метод зонального розрахунку. Відповідно до нього обертову піч можна розділити на декілька зон: підігріву, випаровування, кальцинування, ендотермічних реакцій, спікання і охолодження.

Обертові печі для виробництва в'язучих працюють головним чином за принципом відкритого нагрівання, при якому палаючий факел і димові гази, що рухаються, безпосередньо контактують з поверхнею матеріалу, який обробляється. Палаючий факел розташовується уздовж осі печі, випромінюючи поверхню й довжина якого визначають зону випалювання [250].

Для моделювання роботи і розрахунку обертової печі необхідно визначити:

1. Матеріальний і тепловий баланс пічної установки в цілому.
2. Кількість теплоти, необхідної для передачі матеріалу в кожній зоні, що визначається як різниця кількості енергії, отриманої матеріалом до початку і до кінця зони. Температуру газового потоку на цих границях знаходять з теплового балансу зони з урахуванням поправки на пряму віддачу теплоти.
3. Теплові баланси окремих зон при заданій температурі матеріалу на їх границях, а також ступінь перетворення матеріалу, виділення і присадку пилу.
4. Температуру повітря, що надходить в піч (визначається з теплового балансу холодильника).

Тепловий розрахунок визначає питомі витрати тепла на обробку даного матеріалу, з визначенням можливості передачі матеріалу необхідної кількості тепла при прийнятих розмірах печі і її продуктивності.

#### 4.2.1 Теплові процеси при спалюванні палива

В даний час більшість промислових печей опалюється газоподібним паливом. Конструктивні і експлуатаційні параметри теплових технологічних агрегатів, що використовуються в промисловості будівельних матеріалів, характеризуються великою різноманітністю, а сам процес горіння є складним і багатофакторним. Так при виробництві цементу та інших матеріалів в обертовій печах барабанного типу процес горіння палива поєднаний з процесами теплообміну матеріалу, футерівки та теплообмінників в робочому просторі печі [104, 108, 328].

Тепло, що виділяється в процесі горіння палива, в робочому просторі печі передається матеріалу що оброблюється і внутрішній поверхні футерівки (вогнетривкої кладки). В результаті теплообміну відбувається нагрів шихтових матеріалів, футерівки і передача тепла через стінки печі в навколишнє середовище. Інтенсивність цих процесів теплообміну залежить від конструкції печі, методу спалювання палива і температурного режиму роботи.

Для моделювання теплових процесів в робочій зоні печі потрібно визначити матеріальний баланс, теплоту згоряння палива, витрати повітря, кількість і склад продуктів згоряння та температуру горіння палива.

Методи і формули розрахунку вказаних величин в дисертації не наводяться, оскільки вони досить відомі і детально описані в роботах [33,47,52,105,251 - 257].

#### 4.2.2 Теплообмін в робочому просторі печі

Головним джерелом тепла в схемі теплообміну обертової печі є енергія яка забезпечується за рахунок спалювання палива. У внутрішньому просторі теплова енергія передається відкритим поверхням внутрішньої стінки, матеріалу, пилу та газу, що виділяються з матеріалу за рахунок випромінювання та конвекції, що відбувається вздовж осі печі та в радіальному напрямку [105,270,278].

Футерівка печі, разом із захисними функціями по зниженні теплових втрат в навколишній середовище, бере участь у тепловій роботі печі [94, 250, 346, 347]. У процесі роботи печі футерівка нагрівається розпеченими газами до температур, які перевищують температуру матеріалу, що оброблюється, і за один оберт контактує всією поверхнею з шаром матеріалу. У результаті футерівка є теплообмінним регенератором – вона передає матеріалу випромінюванням і теплопровідністю певну частину тепла, що прискорює загальний процес теплообміну. Теплові втрати в навколишній простір залежать від теплопровідності й товщини вогнетриву який застосовуваного для футерівки. Специфічним для теплообміну в обертових печах є нестационарний процес теплової роботи футерівки, котра при кожному оберті печі спочатку сприймає тепло від газового потоку, а потім віддає його при контакті з матеріалом. У перший період температура футерівки підвищується, потім

зменшується. Середня температура футерівки - нижче середньої температури газу й вище середньої температури матеріалу. Футерівка віддає отримане тепло відкритій поверхні матеріалу випромінюванням, закритій поверхні – теплопровідністю, а в навколишнє середовище – випромінюванням і конвекцією.

Вогнетривкість не завжди є визначальною властивістю вогнетривів. Вибираючи вогнетривкий матеріал для різних частин печі, варто враховувати не тільки дію високих температур, але й досить значне механічне зношування, та руйнацію викликану дією високотемпературного абразивного матеріалу, що суттєво збільшує втрати тепла в навколишнє середовище, і повинно враховуватись в подальших розрахунках.

В даний час існують методи розрахунку параметрів теплового і температурного режимів роботи оборотних печей. Однак за великої складності і недостатньої вивченості механізму теплопереносу, в умовах численних технологічних процесів, аналіз теплової роботи конкретних технологічних агрегатів базується в основному на вивченні емпіричних даних. Доцільно розглянути теплообмін використовуючи індивідуальний підхід для кожного виду теплообмінного процесу, з врахуванням його складових Рисунок 4.2.

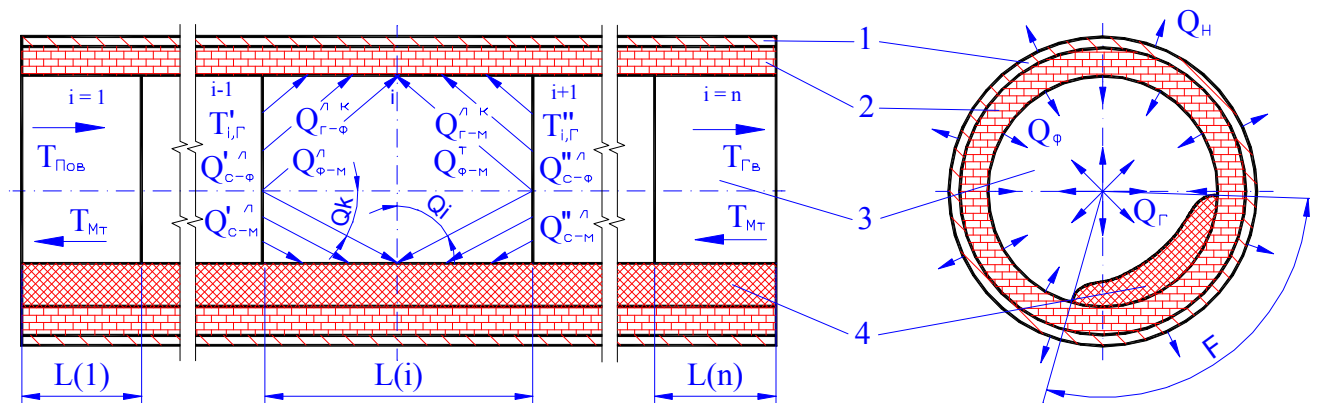


Рисунок 4.2 – Схема теплообміну в енергетичній зоні оборотної печі.

Балансові рівняння теплових потоків для  $L(i)$ -ї зони мають наступний вигляд: загальна кількість тепла, що віддає газовий потік

$$Q_z = Q_{z-f}^k + Q_{z-f}^l + Q_{z-m}^l + Q_{z-m}^k \quad (4.1)$$

загальна кількість тепла, що отримує футерівка

$$Q_\phi = Q_{z-f}^k + Q_{z-f}^l - Q_{\phi-m}^l - Q_{\phi-m}^m + Q_{c-f}^{l'} + Q_{c-f}^{n'l} \quad (4.2)$$

загальна кількість тепла, що отримує матеріал

$$Q_M = Q_{\varepsilon-M}^K + Q_{\varepsilon-M}^L + Q_{\phi-M}^L + Q_{\phi-M}^m + Q_{c-M}^{\prime L} + Q_{c-M}^{\prime\prime L} \quad (4.3)$$

кількість тепла, передана матеріалу через стінку:

$$Q_{\phi M}^L + Q_{\phi M}^T = k(T_{\phi}^H - T_{\phi}^B), \quad (4.4)$$

де  $Q_G$  – загальна кількість тепла, що виділяється газовим потоком, Вт;  $Q_{G\phi}^L$ ,  $Q_{G\phi}^K$  – кількість тепла, що віддається газовим потоком випромінюванням та конвекцією відкритій поверхні футерівки, Вт;  $Q_{GM}^L$ ,  $Q_{GM}^K$  – кількість тепла, що віддається газовим потоком випромінюванням та конвекцією відкритій поверхні матеріалу, Вт;  $Q_{\phi M}^L$  – кількість тепла, що віддається випромінюванням відкритою поверхнею футерівки відкритій поверхні матеріалу, Вт;  $Q_{\phi M}^T$  – кількість тепла, що віддається закритій матеріалом поверхні футерівки закритою поверхнею матеріалу, Вт;  $Q_H$  – кількість тепла, що віддає поверхня печі навколишньому середовищу, Вт;  $Q_M$  – загальна кількість тепла, яку отримує матеріал, Вт;  $Q_{c-\phi}^{\prime L}$ ,  $Q_{c-\phi}^{\prime\prime L}$  – кількість тепла, що отримує футерівка з суміжних зон, Вт;  $Q_{c-M}^{\prime L}$ ,  $Q_{c-M}^{\prime\prime L}$  – кількість тепла, що отримує матеріал з суміжних зон, Вт.

Складові балансових рівнянь визначають по наступних формулах:

$$Q_{\varepsilon-\phi}^L = 5,67\varepsilon_{\phi} \left[ \varepsilon'_{\varepsilon} \left( \frac{T_{\varepsilon}}{100} \right)^4 - \varepsilon'''_{\varepsilon} \left( \frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 \right] \cdot \psi_{\partial.\phi}, \quad (4.5)$$

$$Q_{\varepsilon-\phi}^K = \alpha_K (t_{\varepsilon} - t_{\phi}) \cdot \psi_{\partial.\phi}, \quad (4.6)$$

$$Q_{\varepsilon-M}^L = 5,67\varepsilon_M \left[ \varepsilon''_{\varepsilon} \left( \frac{T_{\varepsilon}}{100} \right)^4 - \varepsilon'''_{\varepsilon} \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 \right] \cdot \psi_{x.M} \quad (4.7)$$

$$Q_{\varepsilon-M}^K = \alpha_K (t_{\varepsilon} - t_M) \cdot \psi_{x.M} \quad (4.8)$$

$$Q_{\phi-M}^L = 5,67\varepsilon_{\phi}\varepsilon_M \left[ (1-\varepsilon''_{\varepsilon}) \left( \frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 - (1-\varepsilon'''_{\varepsilon}) \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 \right] \cdot \psi_{x.M}, \quad (4.9)$$

$$Q_{\phi-M}^m = \sqrt{60n\lambda_{\phi}C_{\phi}\gamma_{\phi}} \cdot I \cdot (t_{\varepsilon} - t_M) \cdot \psi_{\partial.M}, \quad (4.10)$$

$$Q_{\phi M}^T = \lambda_M (T_{\phi} - T_M) L_{DM} L_3,$$

де

$$\psi_{\partial..m} = h_S \cdot l_{\partial..m}; \quad \psi_{x..m} = h_S \cdot l_{x..m}; \quad \psi_{\partial..f} = h_S \cdot l_{\partial..f}.$$

$\varphi_{ki}$  – кутові коефіцієнти випромінювання для суміжних зон;  $h_S$  – крок дискретизації, м;  $l_{\partial..f}$  – довжина дуги футерівки, м;  $l_{\partial..m}$  – довжина дуги матеріалу, м;  $l_{x..m}$  – довжина хорди матеріалу, м;  $T_z$  – температура газу по довжині печі, К;  $T_\phi$  – температура футерівки по довжині печі, К;  $T_m$  – температура матеріалу по довжині печі, К.

Коефіцієнти чорноти поверхонь визначаються використовуючи наступні залежності.

Об'єм газів на початку зони:

$$V_z^K = V_z^H + V_{CO_2}^n. \quad (4.11)$$

Середній об'єм  $CO_2$  у зоні:

$$V_{CO_2}^{cp} = \frac{V_{CO_2}^T * X_{II}^T + V_{CO_2}^n}{2}. \quad (4.12)$$

Середній об'єм  $H_2O$  в зоні:

$$V_{H_2O}^{cp} = V_{H_2O}^T * X_{II}^T. \quad (4.13)$$

Парціальний тиск  $CO_2$  і  $H_2O$ :

$$P_{CO_2} = \frac{2 * V_{CO_2}^{cp}}{V_z^H + V_z^K}, \quad P_{H_2O} = \frac{2 * V_{H_2O}^{cp}}{V_z^H + V_z^K}. \quad (4.14)$$

Середній об'єм газу:

$$V_z^{cp} = \frac{V_z^H + V_z^K}{2}. \quad (4.15)$$

Середня кількість пилу в газовому потоці:

$$g_n = \frac{G_{\text{экз}}^{yn} + G_{\text{спек}}^{yn}}{2}. \quad (4.16)$$

Концентрація твердих частинок у газах:

$$\mu = g_n / V_z^{cp} \quad (4.17)$$

Ступінь чорності твердих частинок:

$$\varepsilon_T = 1 - e^{-\frac{\gamma * \tau * T}{0,75 * 273 * \mu * S}} \quad (4.18)$$

Коефіцієнт випромінювання газового потоку при середній температурі газу:

$$\varepsilon'_z = (\varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} - \Delta \varepsilon) + \varepsilon_T - (\varepsilon_{CO_2} + \beta \varepsilon_{H_2O} - \Delta \varepsilon) \varepsilon_T \quad (4.19)$$

Коефіцієнт випромінювання CO<sub>2</sub> і H<sub>2</sub>O при середній температурі футерівки:

$$\varepsilon_{CO_2} = \varepsilon'_{CO_2} (T_z/T_\phi)^{0,65}, \quad \varepsilon_{H_2O} = \beta^* \varepsilon'_{H_2O}. \quad (4.20)$$

Коефіцієнт випромінювання газового потоку при середній температурі футерівки:

$$\varepsilon''_z = (\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}) + \varepsilon_T - (\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O})^* \varepsilon_T \quad (4.21)$$

Коефіцієнт випромінювання CO<sub>2</sub> і H<sub>2</sub>O при середній температурі матеріалу:

$$\varepsilon_{CO_2} = \varepsilon'_{CO_2} (T_z/T_m)^{0,65}, \quad \varepsilon_{H_2O} = \beta^* \varepsilon'_{H_2O}. \quad (4.22)$$

Коефіцієнт випромінювання газового потоку при середній температурі матеріалу:

$$\varepsilon'''_z = (\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}) + \varepsilon_T - (\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O})^* \varepsilon_T \quad (4.23)$$

Для визначення коефіцієнту тепловіддачі від газового потоку до внутрішньої поверхні футерівки необхідно враховувати конвективну та радіаційну складові.

Припускаючи, для спрощення завдання, що газовий потік являє собою стабілізований турбулентний рух газу в прямих каналах ( $Re > 10000$ ), число Нуссельта, для визначення конвективної складової, знайдемо за формулою М. А. Міхєєва:

$$Nu = 0,021 \varepsilon_i Re^{0,8} Pr^{0,23} \left( \frac{Pr}{Pr_{ct}} \right)^{0,25} \quad (4.24)$$

Для газів розрахункова формула (4.24) спрощується, так як в цьому випадку  $Pr/Pr_{ct} = 1$ , і  $Pr$  залежить тільки від атомарності газів, величина  $\varepsilon_i$  близька до 1.

Визначивши теплофізичні коефіцієнти для димових газів по [52,105] остаточно отримаємо для конвективної складової

$$\alpha_k = \frac{0,418 \cdot \lambda_r}{D_n} \left( \frac{\omega_r D_{II}}{\nu_r} \right)^{0,67}. \quad (4.25)$$

Швидкість газів у вільному перерізі печі

$$\omega_r = \frac{V_r B_M}{D_n^2 (1 - F_M/F_n)} \frac{T_r}{273}, \quad (4.26)$$

де  $V_r$  - кількість газу на кг клінкера.



В'язкість газів у вільному перерізі печі

$$\nu_r(t) = V_r \left( \frac{V_{CO_2}}{\nu_{CO_2}} + \frac{V_{O_2}}{\nu_{O_2}} + \frac{V_{N_2}}{\nu_{N_2}} + \frac{V_{H_2O}}{\nu_{H_2O}} \right)^{-1}. \quad (4.27)$$

Теплопровідність газів у вільному перерізі печі

$$\lambda_r(t) = \frac{V_{CO_2} \lambda_{CO_2} + V_{O_2} \lambda_{O_2} + V_{N_2} \lambda_{N_2} + V_{H_2O} \lambda_{H_2O}}{V_r}. \quad (4.28)$$

Отримані дані по довжині печі приведені на графіку Рисунок 4.3

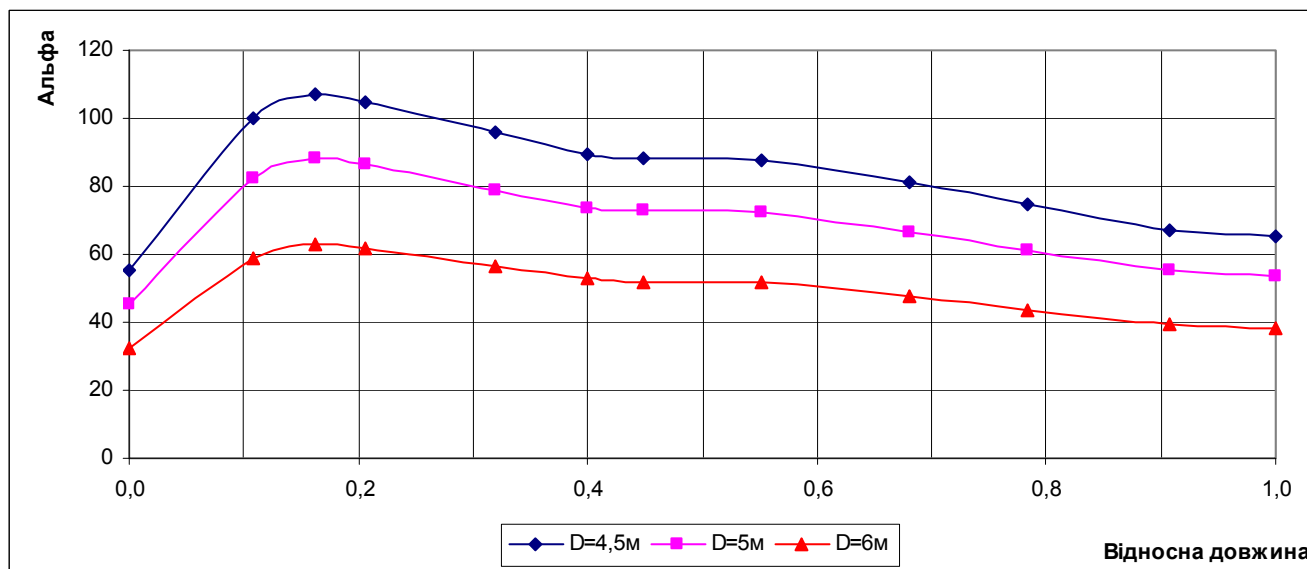


Рисунок 4.3 – Коефіцієнт конвективної складової газопотоку

Найважливішою особливістю системи зональних рівнянь розглянутого типу, на відміну від одновимірної схеми, є врахування поздовжніх складових радіаційних потоків. Для їх визначення розглянемо теплообмін в суміжних зонах. Математичне моделювання радіаційного теплообміну засноване на застосуванні різного виду кутових коефіцієнтів випромінювання зон, що складають систему теплообміну: геометричних, узагальнених та інших [270, 274].

Середній геометричний кутовий коефіцієнт випромінювання між двома ізотермічними випромінюючими і поглинаючими чорними поверхнями, розділеними діатермічним середовищем, дорівнює відношенню потоку випромінювання, що падає з випромінювача на поверхню приймача випромінювання, до потоку ефективного випромінювання, що випускається в півпростір всією поверхнею випромінювача. Розрахунок радіаційного обміну починають з обчислення коефіцієнтів цього виду, а потім їх значення використо-

вують з метою розрахунку значень інших видів коефіцієнтів. Кутові коефіцієнти випромінювання (Рисунок 4.4) є геометричною характеристикою теплообмінних системи і в загальному вигляді визначаються за формулою

$$\varphi_{ki} = \frac{1}{F_k} \int_{F_k} \int_{F_i} \frac{\cos \theta_k \cos \theta_i}{\pi S^2} dF_i dF_k \quad (4.29)$$

де  $\varphi_{ki}$  - кутовий коефіцієнт випромінювання k-го випромінювача на i-ий приймач випромінювання;  $F$ - площа поверхні,  $\text{м}^2$ ;  $\theta$  - кут між напрямком випромінювання ( $\theta_k$ ) і перпендикуляром до поверхні випромінювача або приймача випромінювання ( $\theta_i$ ), рад ;  $S$ - відстань між точками на поверхнях випромінювача і приймача, м.

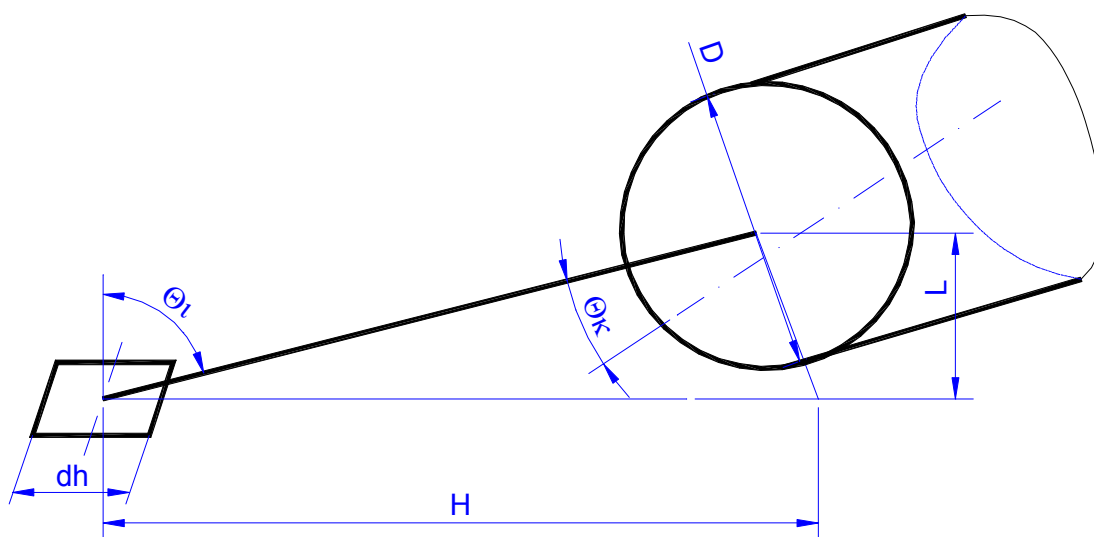


Рисунок 4.4 – Залежність кутових коефіцієнтів випромінювання

Знаходження значень цих коефіцієнтів є складною і трудомісткою задачею, що вимагає відповідно до формули (4.29) проведення подвійного інтегрування по поверхнях або чотириразового інтегрування за координатами. Трудомісткість визначення значень коефіцієнтів стала причиною того, що завдання розрахунку радіаційного теплообміну спрощують і враховують випромінювання в межах одного або трьох сусідніх ділянок. Такий підхід знижує точність розрахунку, особливо при збільшенні кількості і зменшенні довжини ділянок печі. Тому розробка нових моделей і алгоритмів розрахунку кутових коефіцієнтів випромінювання, що забезпечують знаходження значень цих коефіцієнтів для всіх зон системи теплообміну і можливість застосування сучасної обчислювальної техніки, є актуальною теоретичної та практичної завданням.

Складові радіаційного теплового потоку, що надходить із суміжних зон печі, визначаються по залежностям:

$$Q'_{c-\phi} = 5,67 \varepsilon_{\phi} \left[ \left( \frac{T_{1c}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.\phi}, \quad (4.30)$$

$$Q''_{c-\phi} = 5,67 \varepsilon_{\phi} \left[ \left( \frac{T_{2c}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.\phi}, \quad (4.31)$$

$$Q'_{c-M} = 5,67 \varepsilon_M \left[ \left( \frac{T_{1c}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.M}, \quad (4.32)$$

$$Q''_{c-M} = 5,67 \varepsilon_M \left[ \left( \frac{T_{2c}}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 \right] \cdot \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.M}, \quad (4.33)$$

Тепло що отримує футерівка з суміжних зон (i-1, i+1) визначимо враховуючи (4.30)(4.31). Отримаємо

$$\begin{aligned} Q_{c-\phi}^{\text{л}} &= Q'_{c-\phi} + Q''_{c-\phi} = \\ &= 5,67 \varepsilon_{\phi} \left[ \varepsilon'_z \left( \frac{T_{1c}}{100} \right)^4 - \varepsilon''_z \left( \frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 \right] \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.\phi} + 5,67 \varepsilon_{\phi} \left[ \varepsilon'_z \left( \frac{T_{2c}}{100} \right)^4 - \varepsilon''_z \left( \frac{T_{\phi}}{100} \right)^4 \right] \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.\phi} = \\ &= 5,67 \cdot 1.0 E^{-8} \varepsilon_{\phi} \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.\phi} \left[ \varepsilon'_z (T_{1c})^4 + \varepsilon'_z (T_{2c})^4 - 2 \varepsilon''_z (T_{\phi})^4 \right] \\ \varphi_{ki} &= \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_1) \frac{S_{p\phi}}{\pi S_{l\phi}^2} \end{aligned} \quad (4.34)$$

Тепло що отримує матеріалу з суміжних зон (i-1, i+1) визначимо враховуючи (4.32) та (4.33):

$$\begin{aligned} Q_{c-M}^{\text{л}} &= Q'_{c-M} + Q''_{c-M} = \\ &= 5,67 \varepsilon_M \left[ \varepsilon'_z \left( \frac{T_{1c}}{100} \right)^4 - \varepsilon''_z \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 \right] \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.M} + 5,67 \varepsilon_M \left[ \varepsilon'_z \left( \frac{T_{2c}}{100} \right)^4 - \varepsilon''_z \left( \frac{T_M}{100} \right)^4 \right] \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.M} = \\ &= 5,67 \cdot 1.0 E^{-8} \varepsilon_{\phi} \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial.M} \left[ \varepsilon'_z (T_{1c})^4 + \varepsilon'_z (T_{2c})^4 - 2 \varepsilon''_z (T_M)^4 \right], \\ \varphi_{ki} &= \cos(\theta_2) \cdot \cos(\theta_1) \frac{S_{pM}}{\pi S_{lM}^2}. \end{aligned} \quad (4.35)$$

Таким чином загальний коефіцієнт тепловіддачі до футерівки, враховуючи рівняння в (4.2) та (4.5) – (4.10), має вигляд

$$Q_{\phi} = \alpha_{\kappa} (t_z - t_{\phi}) \cdot \psi_{\partial, \phi} + 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\phi} \left[ \varepsilon'_z (T_z)^4 - \varepsilon''_z (T_{\phi})^4 \right] \cdot \psi_{\partial, \mathcal{M}} - \\ - 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\phi} \varepsilon_{\mathcal{M}} \left[ (1 - \varepsilon''_z) (T_{\phi})^4 - (1 - \varepsilon''_{\mathcal{M}}) (T_{\mathcal{M}})^4 \right] \cdot \psi_{\partial, \phi} - \sqrt{\frac{\lambda_{\phi} C_{\phi} \gamma_{\phi}}{z_0}} \cdot I(t_z - t_{\mathcal{M}}) \cdot \psi_{\partial, \mathcal{M}} + \\ + 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\phi} \left\{ \varepsilon'_z \left[ (T_{1c})^4 + (T_{2c})^4 \right] - 2 \varepsilon''_z (T_{\phi})^4 \right\} \cdot \varphi_{ki} \cdot \psi_{\partial, \phi}$$

або

$$Q_{\phi} = \alpha_{\kappa} (t_z - t_{\phi}) \cdot \psi_{\partial, \phi} - \sqrt{60 n \lambda_{\phi} C_{\phi} \gamma_{\phi}} \cdot I \cdot (t_z - t_{\mathcal{M}}) \cdot \psi_{\partial, \mathcal{M}} + \\ + 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\phi} \cdot \psi_{\partial, \phi} \left\{ \varepsilon'_z [Tg + (Tc1 + Tc2) \cdot \varphi_{ki}] - 3 \varepsilon''_z Tf - \varepsilon_{\mathcal{M}} (1 - \varepsilon''_z) Tf - (1 - \varepsilon''_z) Tm \right\}$$

де

$$Tm = (T_{\mathcal{M}})^4; Tg = (T_z)^4; Tf = (T_{\phi})^4; Tc1 = (T_{1c})^4; Tc2 = (T_{2c})^4$$

Враховуючи, що

$$Q_{\phi} = \alpha_{\Pi-\Phi} \cdot (t_z - t_{\phi}),$$

отримаємо інтегральний коефіцієнт тепловіддачі до футерівки всередині печі

$$\alpha_{\Pi-\Phi} = \alpha_{\kappa} \cdot \psi_{\partial, \phi} - \sqrt{60 n \lambda_{\phi} C_{\phi} \gamma_{\phi}} \cdot I \cdot \frac{t_z - t_{\mathcal{M}}}{t_z - t_{\phi}} \cdot \psi_{\partial, \mathcal{M}} + \\ + 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\phi} \cdot \frac{\psi_{\partial, \phi}}{t_z - t_{\phi}} \left\{ \varepsilon'_z [Tg + (Tc1 + Tc2) \cdot \varphi_{ki}] - 3 \varepsilon''_z Tf - \varepsilon_{\mathcal{M}} (1 - \varepsilon''_z) Tf - (1 - \varepsilon''_z) Tm \right\} \quad (4.36)$$

#### 4.2.3 Теплообмін в корпусі печі

Задача теплопередачі в корпусі печі виражається диференціальним рівнянням теплопровідності, записаних в циліндричній системі координат [270]:

$$\frac{dT}{dt} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (4.37)$$

де  $T$ -просторово-розподілена температура в корпусі печі,  $a$  – коефіцієнт температуропровідності.

Граничні умови на зовнішній поверхні записується у вигляді:

$$\lambda_{\phi} \frac{\partial T_{\phi}}{\partial r} = \alpha_{\Pi-\Phi} (T_{\phi} - T_{\Pi}), \quad (4.38)$$

$$\lambda_K \frac{\partial T_K}{\partial r} = \alpha_{K-OC} (T_K - T_{OC}), \quad (4.39)$$

де  $\lambda_{\phi}, \lambda_K$  – коефіцієнт теплопровідності футерівки та сталевій оболонки корпусу;

$T_{\phi}, T_K$  – температура зовнішньої поверхні футерівки та корпусу;  $T_{\Pi}, T_{OC}$  – температура

всередині печі та навколишнього середовища,  $\alpha_{\Pi-\Phi}, \alpha_{K-OC}$  – ефективний коефіцієнт тепловіддачі між газами та футерівкою і корпусом печі та навколишнім середовищем, що враховує радіаційну та конвективну складові.

Таким чином, математична постановка задачі моделювання полягає в тому, щоб знайти рішення системи диференціальних рівнянь в частинних похідних (1.1)–(4.39) при наступних початкових і граничних умовах для газу та клінкеру:

$$T(R, \varphi, Z)|_{t=0} = T_{окр}, \quad T_{газа}|_1 = T_{газа\ вх}(t), \quad T_{кл}|_2 = T_{кл, вх}(t). \quad (4.40)$$

Якщо вважати що задача вирішується в квазістаціонарному режимі, а на внутрішній поверхні футерівки задається усереднена функція коефіцієнта тепловіддачі то рівняння (4.37) можливо привести до вигляду

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (4.41)$$

Використовуючи для рішення задачі метод кінцевих різниць, з явною схемою апроксимації, отримаємо рішення

$$T_{i,j} = \frac{1}{2} \left( \frac{\Delta r^2 + \Delta z^2}{\Delta z^2 \Delta r^2} \right) \left( \frac{T_{i+1,j} + T_{i-1,j}}{\Delta r^2} + \frac{T_{i,j+1} + T_{i,j-1}}{\Delta z^2} + \frac{1}{r} \frac{T_{i+1,j} - T_{i-1,j}}{2\Delta r} \right). \quad (4.42)$$

На границях об'єкту використовуються граничні умови третього роду, тобто (4.38), (4.39). В числових апроксимаціях маємо, для поверхні футерівки:

$$\frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\Delta r} = \frac{\alpha_{\Pi-\Phi}}{\lambda_{\Phi}} (T_{i,j} - T_{\Pi}); \quad T_{i,j} = \frac{T_{i+1,j} + C \cdot T_{\Pi}}{1 + C}, \quad C = \frac{\alpha_{\Pi-\Phi}}{\lambda_{\Phi}} \Delta r \quad (4.43)$$

Для поверхні корпусу:

$$\frac{T_{i,j} - T_{i-1,j}}{\Delta r} = \frac{\alpha_{K-OC}}{\lambda_K} (T_{i,j} - T_{OC}); \quad T_{i,j} = \frac{T_{i-1,j} - C \cdot T_{OC}}{1 - C}; \quad C = \frac{\alpha_{K-OC}}{\lambda_K} \Delta r \quad (4.44)$$

На площині контакту футерівки та корпусу маємо

$$\lambda_{\Phi} \frac{\partial T_{\Phi}}{\partial r} = -\lambda_K \frac{\partial T_K}{\partial r}$$

або

$$T_{i,j} = \frac{R_{\Phi} T_{i-1,j} - R_K T_{i+1,j}}{R_{\Phi} - R_K}; \quad R_{\Phi} = \lambda_{\Phi} / \Delta r_{\Phi}; \quad R_K = \lambda_K / \Delta r_K \quad (4.45)$$

#### 4.2.4 Теплообмін між корпусом та навколишнім середовищем

Між корпусом печі і навколишнім середовищем відбувається теплообмін двох видів: конвекції і випромінювання. Теплообмін випромінюванням описується

відомими формулами [27, **105**, 271]. Процес конвективного теплообміну є складним в силу того, що умови обтікання корпусу печі повітрям змінюються залежно від швидкості обертання печі, метеорологічних умов, пори року і доби. Важлива для практики величина теплових втрат обчислюється з використанням ефективного коефіцієнта тепловіддачі шляхом інтегрування по зовнішній поверхні печі  $S$

$$Q = \int_S \alpha_{ef} \cdot (T_{CT} - T_{OC}) \cdot ds, \quad (4.46)$$

де  $Q$  - загальні тепловтрати через корпус печі в одиницю часу,  $\alpha_{ef}$  - ефективний коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні печі, що враховує як променисту, так і конвективну складову,  $T_{OC}$  - температура навколишнього середовища,  $T_{CT}$  - температура зовнішньої поверхні печі.

Питання теплообміну між корпусом та навколишнім середовищем розглянутий у ряді робіт [52, 105, 262 – 269]. Так у [105] коефіцієнт тепловіддачі для радіаційного та конвективного теплообміну визначається по залежності:

$$\alpha_{ef} = 7 + 0,045 \cdot T_{cm}, \quad (4.47)$$

де  $T_{CT}$  - температура зовнішньої поверхні печі.

У роботі [268] коефіцієнт тепловіддачі для конвективного теплообміну між стінкою і повітрям пропонується розраховувати за формулою:

$$\alpha_{\kappa} = 5.6 + 4 \cdot V, \quad (4.48)$$

де  $V$  - швидкість вітру або потоку повітря при штучному охолодженні печі.

У публікації [264] ефективний (конвекція і випромінювання) коефіцієнт тепловіддачі розраховується за формулою:

$$\alpha_{ef} = a + b \cdot T_{cm} + c \cdot T_{cm}^2 + d \cdot V^{0.8} \quad (4.49)$$

де  $a, b, c, d$  - емпіричні константи;  $T_{CT}$  - температура зовнішньої поверхні печі.

В дослідженнях конвективного теплообміну обертових печей з зовнішнім середовищем [263] розглядалися методики розрахунку коефіцієнта конвективної тепловіддачі, отримані з різних літературних джерел, що враховують вільну, примусову конвекцію та обтікання потоком повітря. Використовувалась залежність

з врахуванням накладення вільної та примусової конвекції:

$$\alpha_{\text{конв}} = 5,5 + 2 \cdot V + 0,0077 \cdot T_{\text{ст}} \cdot (1 - 0,27 \cdot V) + \frac{1}{0,45 + V \cdot D_{\text{вн}}} \quad (4.50)$$

В [52] представлено найбільш повне визначення коефіцієнту тепловіддачі кади входять конвективна складова з врахуванням швидкості повітряного потоку та випромінювання, які обчислюються з виразу

$$\alpha_{\text{эф}} = \alpha_{\kappa} + \alpha_p = 6.72 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda_{\text{г}}}{D_n} \left( \frac{V_{\text{г}} D_n}{\nu} \right)^{0.905} + \frac{\varepsilon_{\text{ст}} \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} (T_{\text{ст}}^4 - T_{\text{г}}^4)}{t_{\text{ст}} - t_{\text{г}}}, \quad (4.51)$$

де  $\varepsilon_{\text{кр}}$  – ступінь чорноти поверхні корпусу (=0.80) [271].

Даний вираз вважається придатний при  $V=0 \dots 10$  м/с;  $T_{\text{ст}}=100 \dots 500$  °С; зовнішньому діаметрі печі  $D_{\text{вн}} = 4 \dots 6$  м;  $T_{\text{окр}} = 10 \dots 30$  °С.

При спрощених розрахунках (швидкість вітру 1.5...2.0 м/с) можливо використовувати залежність [265]

$$\alpha_{\text{эф}} = 3.5 + 0.062 \cdot t_{\text{КОР}}. \quad (4.52)$$

Результати порівняння отриманих значень коефіцієнтів тепловіддачі наведені в Додатку 3. Для формула (4.51) та (4.52), приведені на Рисунок 4.5.

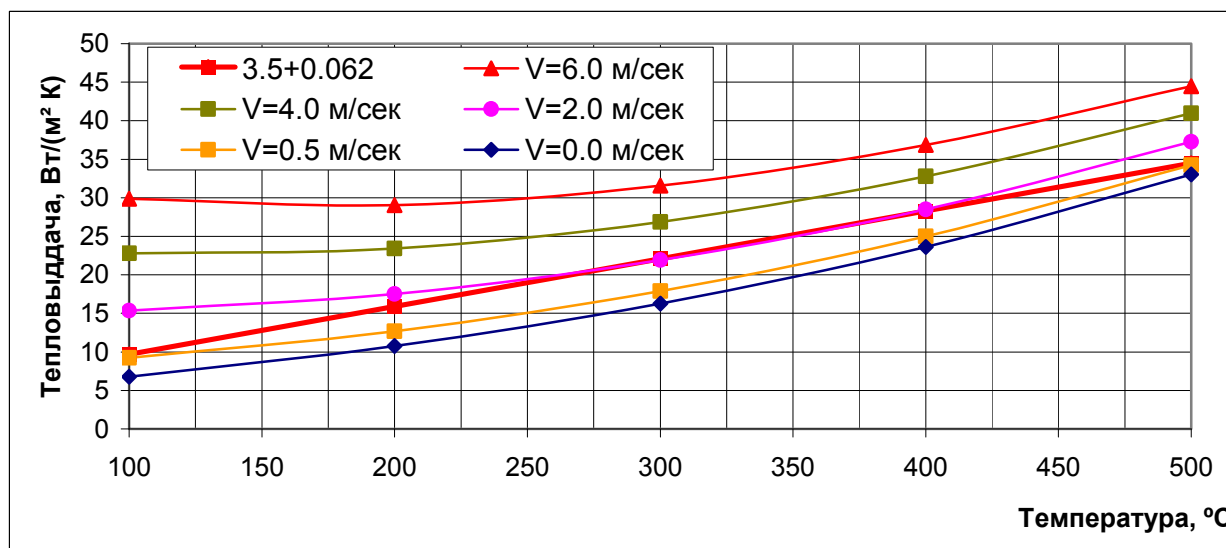


Рисунок 4.5 – Коефіцієнт тепловіддачі (4.51), (4.52) при  $V=1.0$  м/с.

Слід зазначити, що при розрахунках печі потрібно враховувати швидкість вітру та примусову конвекцію, яка виникає за рахунок обертання печі. При розрахунках враховувалась швидкість обертання 1–3.5 об/хв, швидкість вітру 0 – 10 м/с, діаметр печі 4-6,5 м.

Таким чином порівняння результатів дає можливість стверджувати, що при розрахунках в яких швидкість вітру становить 1.5...2.0 м/с можливо застосовувати залежність (4.52), яка задовільно узгоджується з виразом (4.51). При більш високих швидкостях потрібно використовувати (4.51). Слід зауважити, що при розрахунках потрібно враховувати обертання печі, яке становить 1– 3.5 об/хв. Тому в значення швидкості вітру необхідно вводити поправку в залежності від її діаметру та швидкості обертання яка вираховується по наступній формулі:

$$V_a = V_0 + \left( \frac{\pi D_i n}{60} \right), \quad (4.53)$$

Оскільки точність оцінок за формулою (4.51), при досить великому діапазоні зміни вихідних величин задовольняє вимогам технічних розрахунків, будемо її використовувати в подальшому аналізі.

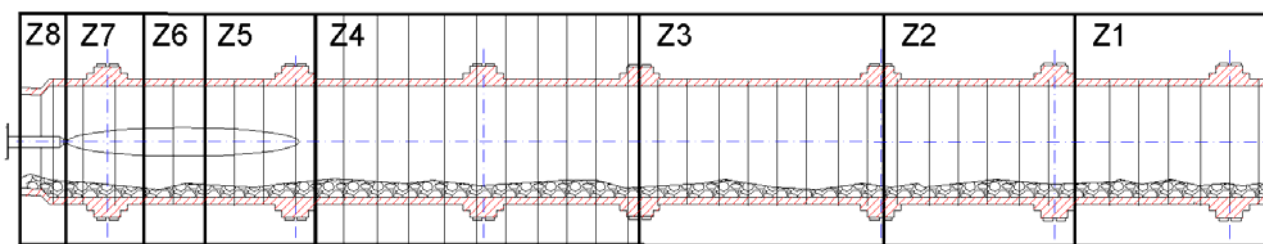
### **4.3 Опис математичної моделі та алгоритму розрахунку**

Для дослідницьких і проектних робіт з обертових цементних печей широко застосовується метод зонального розрахунку, запропонований Е.І.Ходоровим [33, 52, 105, 251, 257]. Цей метод дозволяє визначити ряд характерних параметрів роботи печі: розміри, питомі витрати тепла, сировини та інші. Недоліком методу є те, що такий важливий фактор як температура газів, що відходять із печі, вводиться в розрахунок як незмінний параметр, що вимагає його експериментального визначення. Крім того втрати тепла в навколишнє середовище визначається як різниця загальних втрат з теплового балансу, без врахування такого важливого параметру як зношення футерівки. При визначенні теплового балансу пічної установки ці фактори суттєво впливають на питому витрату тепла, що в свою чергу на витрату палива. Загалом в тепловому балансі вони складають 35-50%.

В даній роботі ставиться задача чисельно визначити, на відміну від зонального методу розрахунку, такі важливі теплові показники як температури газів що відходять та втрати тепла через стінку з урахуванням зношування футерівки. Рішення даної задачі можливе при більш повному моделюванні роботи печі з комплексним врахуванням всіх теплових процесів, розглянутих вище, і



конструктивних елементів теплового агрегату. Використовувана математична модель включає фундаментальні фізичні закони, або придатні до практичного застосування емпіричні формули, які загалом складають систему нелінійних рівнянь. Для рішення математичної моделі піч розглядається як сукупність областей, що визначені енергетичними зонами та умовно розглядаються як фрагменти Рисунок 4.6. Фрагменти, в свою чергу, розділені на елементи. Допускається, що незначні за довжиною фрагменти складаються з одного елемента.



Z1 – підігріву; Z2 – випаровування; Z3 – сушіння; Z4 – дегідrataції;  
Z5 – декарбонізації; Z6 – екзотермічних реакцій; Z7 – спікання; Z8 – охолодження.

Рисунок 4.6 – Енергетичні зони обертової печі

При розрахунках корпусу печі використовується кінцево-різницева модель для рівняння (4.41), в яких використовується сіткова область приведена на Рисунок 4.8.

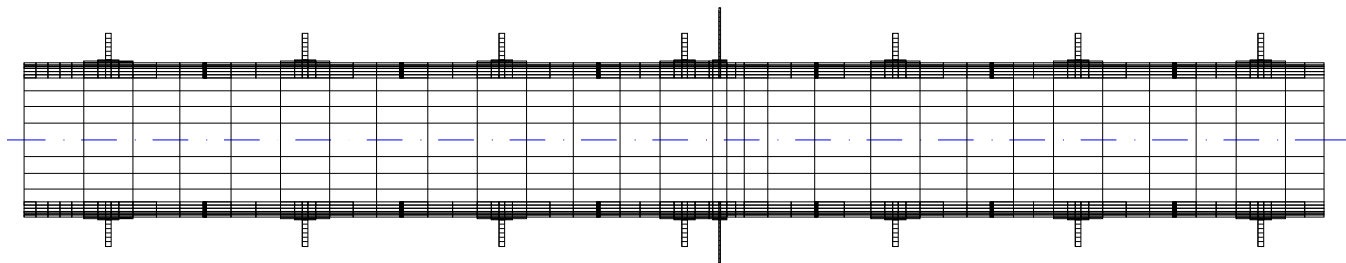


Рисунок 4.7 – Сіткова область для рішення рівняння (4.41)

Для вирішення поставленої задачі розглянемо рівняння теплового балансу в наступному вигляді, з залежними невідомими величинами позначеними курсивом:

$$\mathbf{Q} = Q_1 + Q_2 + \mathbf{Q}_3(t_{omx}^r) + Q_4 + Q_5 + \mathbf{Q}_6(t_{omx}^r) + \mathbf{Q}_7 \quad (4.54)$$

де  $\mathbf{Q}$  – надходження теплоти від згоряння палива та теплоємності палива, сировини, повітря;  $Q_1$  – затрати теплоти на клинкероутворення;  $Q_2$  – втрати теплоти на випаровування води з сировини;  $\mathbf{Q}_3(t_{omx}^r)$  – втрати тепла з газами, що відходять;  $Q_4$  – втрати теплоти з клінкером;  $Q_5$  – втрати з повітрям, яке відходить з холодильника;  $\mathbf{Q}_6(t_{omx}^r)$  – втрати теплоти з урахуванням виносу пилу;  $t_{omx}^r$  – температура газів що відходять з печі;  $\mathbf{Q}_7$  – втрати через корпус в навколишнє середовище.

В рівнянні (4.54) надходження теплоти визначається по залежностям

$$Q = \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot Q_{\text{низ}}^p + \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot c_{\text{пл}} t_{\text{пл}} + (G_C^C c_C + G_W^M) t_M + \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot V_{\text{П6}} c_{\text{П6}} t_{\text{П6}} \quad (4.55)$$

$$\frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot Q_{\text{низ}}^p = \frac{\sum_{i=1}^I (G_i^M + P_i^M)}{X} \quad (4.56)$$

$$X = \left[ 0.43 \cdot \left( \frac{F_n}{D_n} \right)^{0.1} + \sqrt{\frac{Q_{\text{дг}} \cdot R_s}{\sigma \cdot T_{\text{дг}}^4 \cdot F_n}} \cdot \sqrt{\frac{\sigma \cdot T_{\text{дг}}^3}{\omega_A^1}} \right]^{-1} \quad (4.57)$$

$$\omega_\Gamma = \frac{V_\rho \cdot \Pi_\rho \cdot 1000}{3600 \cdot 0.785 \cdot D_n^2 \cdot (1 - F_n)} \cdot \frac{T_i^2}{273} \quad (4.58)$$

$$F_n = \left( \frac{X}{0.124} \right)^3 \cdot \frac{Q_{\text{низ}}^p \cdot R_s}{\sigma \cdot T_{\text{теор}}^4} \quad (4.59)$$

де  $F_n$  загальна поверхня теплообміну;  $\eta$  – ступінь тепловикористання,  $\omega_\Gamma$  – умовна швидкість продуктів згорання.

Затрати теплоти на клінкероутворення  $Q_1$  (дегідратацію, декарбонізацію, рідинну фазу, клінкерні мінерали, затвердіння рідкої фази) по виразу:

$$Q_1 = \left[ G_{H_2O}^M \cdot 1640 + G_{CaCO_3}^M \cdot 425 + G_{MgCO_3}^M \cdot 334 + 25 - \right. \\ \left. - (C_3 S \cdot 126 + C_2 S \cdot 171 + C_3 A \cdot 14.6 + C_4 AF \cdot 26) \cdot 10^{-2} \right] \cdot 4.1868 \quad (4.60)$$

Втрати теплоти на випаровування води з сировини  $Q_2$

$$Q_2 = G_\omega^M \cdot 2487, \quad (4.61)$$

Втрати тепла з клінкером  $Q_4$ .

$$Q_4 = C_{\text{кл}} \cdot t_{\text{кл}} \quad (4.62)$$

Втрати тепла з повітрям, що викидається з холодильника  $Q_5$ .

$$Q_5 = V_{\text{П}}^{u3} \cdot C_{\text{П}} \cdot t_{\text{П}}^{u3} \quad (4.63)$$

Значення  $Q_3$  залежить від витрат палива. При цьому температура газів, що відходять із печі, ( $T_{\text{отх}}^\Gamma$ ) визначається методом підбору зі співвідношення:

$$Q_3 = \left[ \left( V_{CO_2}^\Gamma \cdot \frac{R_s}{\Pi_\rho} + V_{CO_2}^M \right) \cdot CO_2(t) + \left( V_{H_2O}^\Gamma \cdot \frac{R_s}{\Pi_\rho} + V_{H_2O}^M \right) \cdot C_{H_2O}(t) + V_{N_2}^\Gamma \cdot \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot C_{N_2}(t) + V_{O_2}^\Gamma \cdot \frac{R_s}{\Pi_\rho} \cdot C_{O_2}(t) \right] \cdot t_{\text{отх}}^\Gamma \quad (4.64)$$

Разом з тим, виходячи з зонального методу розрахунку [52, 262] ентальпія газового потоку на виході з печі описується виразом:

$$Q_3 = q_0^\Gamma + \frac{Q_{\text{низ}}^p \cdot R_s}{\Pi_\rho} - \sum_{i=1}^I (G_i^M - P_i^M) \quad (4.65)$$

Втрати теплоти з урахуванням виносу пилу визначаються по залежності:

$$\mathbf{Q}_6 = G_{nl}^{\delta ez} \cdot \mathbf{t}_{omx}^{\Gamma} + (G_M^C - G_{nl}^{\delta ez}) \cdot C_{nl} \cdot (\mathbf{t}_{omx}^{\Gamma} - t_{nl}) \quad (4.66)$$

Виходячи з теплового балансу на одиницю маси отриманого продукту, втрати тепла в навколишнє середовище через корпус печі дорівнює:

$$\mathbf{Q}_7 = \mathbf{Q} - [\mathcal{Q}_1 + \mathcal{Q}_2 + \mathbf{Q}_3(\mathbf{t}_{omx}^{\Gamma}) + \mathcal{Q}_4 + \mathcal{Q}_5 + \mathbf{Q}_6(\mathbf{t}_{omx}^{\Gamma})] \quad (4.67)$$

З іншої сторони питомі втрати тепла в навколишнє середовище можна представити виразом відносно зон:

$$\mathbf{Q}_7 = \sum_{i=1}^I P_i = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{\Pi_{\rho}} \sum_{i=1}^I \frac{\mathbf{T}_{K1i} - \mathbf{T}_{K2i}}{\mathbf{R}_{Li}} \cdot L_i \quad (4.68)$$

де

$$\mathbf{R}_i = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} \quad (4.69)$$

$$\begin{cases} \mathbf{T}_{K1i} = Tg - \frac{\alpha_{K-O} \cdot (\mathbf{T}_i^{\Gamma} - T_{oc})}{\alpha_{II-\Phi} + \alpha_{II-\Phi} \cdot \alpha_{K-O} \cdot R + \alpha_{K-O}}, \\ \mathbf{T}_{K2i} = To + \frac{\alpha_{II-\Phi} \cdot (\mathbf{T}_i^{\Gamma} - T_{oc})}{\alpha_{II-\Phi} + \alpha_{II-\Phi} \cdot \alpha_{K-O} \cdot R + \alpha_{K-O}} \end{cases}, \quad i = 1 \dots 8 \quad (4.70)$$

де  $\alpha_{K-O}$  – теплообмін між корпусом та навколишнім середовищем;

$\alpha_{II-\Phi}$  – теплообмін між робочим простором та футерівкою печі ( 4.36).

$$\alpha_{K-O} = 6.72 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda_6}{D_n} \left( \frac{V_6 D_n}{\nu} \right)^{0.905} + \frac{\varepsilon_{cm} \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} (T_{kp}^4 - T_{oc}^4)}{t_{kp} - t_{oc}} \quad (4.71)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{II-\Phi} = & \alpha_k \cdot \psi_{\partial.\Phi} - \sqrt{60n\lambda_{\Phi}C_{\Phi}\gamma_{\Phi}} \cdot I \cdot \frac{t_2 - t_m}{t_2 - t_{\Phi}} \cdot \psi_{\partial.m} + \\ & + 5,67 \cdot 10^{-8} \varepsilon_{\Phi} \cdot \frac{\psi_{\partial.\Phi}}{t_2 - t_{\Phi}} \left\{ \varepsilon'_2 [Tg + (Tc1 + Tc2) \cdot \varphi_{ki}] - \right. \\ & \left. - 3\varepsilon''_2 Tf - \varepsilon_m (1 - \varepsilon''_2) Tf - (1 - \varepsilon''_2) Tm \right\} \end{aligned} \quad (4.72)$$

Для визначення температур на границях зон скористаємось рівняннями зонального розрахунку

$$\mathbf{T}_i^{\Gamma} = 0.5 \cdot (\mathbf{T}_i^{\Gamma 1} + \mathbf{T}_i^{\Gamma 2}); \quad \mathbf{T}_i^{\Gamma 1} = \mathbf{T}_{i-1}^{\Gamma 2}; \quad \mathbf{q}_i^{\Gamma} = (V_B \cdot C_B + C_T \cdot \mathbf{R}_s / \Pi_{\rho}) \cdot \mathbf{T}_1^{\Gamma 2} \quad (4.73)$$

для 2 зони, з урахуванням ступеню вигорання палива  $\mathbf{W}_1$ ;

$$\begin{cases} \mathbf{q}_2^r = V_{CO_2}^1 \cdot C_{CO_2} + V_{O_2}^1 \cdot C_{O_2} + V_{H_2O}^1 \cdot C_{H_2O}^1 + V_{N_2}^1 \cdot C_{N_2} + C_T \cdot \mathbf{R}_s / \Pi_\rho \\ \mathbf{q}_2^r = \mathbf{q}_1^r + (1 - \mathbf{X}) \cdot Q_{низ}^p \cdot \mathbf{W}_1 \cdot \mathbf{R}_s / \Pi_\rho + (\mathbf{X} \cdot Q_{низ}^p \cdot \mathbf{W}_1 \cdot \mathbf{R}_s / \Pi_\rho - q_2^M - \mathbf{P}_2) \cdot \mathbf{y} - z \end{cases} \quad (4.74)$$

$$\mathbf{y} = 0.132 \cdot Bo^{3/2} \quad Bo = \frac{1000 \cdot Q_{низ}^p \cdot \mathbf{R}_s}{0.785 \cdot D_n^2 \cdot 4.96 \cdot 10^{-8} \cdot T_{теор}^4} \quad X = \sum_{i=2}^7 (q_i^M + \mathbf{P}_i) / (Q_{низ}^p \cdot \mathbf{R}_s / \Pi_\rho) \quad (4.75)$$

для 3 зони, з урахуванням ступеню вигорання палива  $\mathbf{W}_1$  ;

$$\mathbf{q}_3^r = \mathbf{q}_2^r + (1 - \mathbf{X}) \cdot Q_{низ}^p \cdot (1 - \mathbf{W}_1) \cdot \mathbf{R}_s / \Pi_\rho + [\mathbf{X} \cdot Q_{низ}^p \cdot (1 - \mathbf{W}_1) \cdot \mathbf{R}_s / \Pi_\rho - q_3^M - \mathbf{P}_3] \cdot \mathbf{y} \quad (4.76)$$

для 4 - 7 зон;

$$\mathbf{q}_i^r = \mathbf{q}_{i-1}^r - (q_i^M + \mathbf{P}_i) \cdot \mathbf{y} \quad (4.77)$$

для 8 зони;

$$\mathbf{q}_8^r = \mathbf{q}_7^r - (q_8^M + \mathbf{P}_8) \quad (4.78)$$

Ступень вигорання палива  $\mathbf{W}_1$  визначається по довжині зон печі. Довжина факела по наближеним формулам які приведені в науково-технічній літературі [27, 270]. Це зумовлено тим, що в рамках «теплого» моделювання можна не розглядати детально фізично - хімічні процеси, що відбуваються під час спалювання палива, а обмежитися введенням відповідних джерел і стоків теплової енергії.

Для пиловугільній пальника довжина факела розраховується за формулою:

$$L_\phi = 1,87 \cdot (D - 3,18 \cdot d) \cdot \left( \frac{\omega^* - 1}{\omega^* + 1} \right) + 1,16 \cdot \omega_\epsilon \quad (4.79)$$

де  $D$  - внутрішній діаметр печі,  $d$  - діаметр пальника,  $\omega^*$  - безрозмірна надлишкова швидкість закінчення паливного струменя, рівна

$$\omega^* = \omega_0 / \omega_\epsilon \quad (4.80)$$

де:  $\omega_0$  - швидкість витікання паливної струменя з пальника,  $\omega_\epsilon$  - швидкість потоку топкових газів в зоні горіння в осьовому напрямку печі.

Слід враховувати, що горіння факела починається на деякій відстані від пальника, яку можна обчислити за наближеною формулою  $l = 4,072 \cdot d$  .

Для мазутних горілок довжина факела розраховується з формули

$$L_\phi = 1,87 \cdot D \cdot \left( \frac{\omega^* - 1}{\omega^* + 1} \right) + 0,45 \cdot \omega_\epsilon, \quad (4.81)$$

для газових

$$L_\phi = 56,3 \cdot d \cdot Fr^{0,125} \cdot Pr^{0,3} \quad (4.82)$$

де  $Fr = \omega_0^2 / (g \cdot d)$  - критерій Фруда, що характеризує ступінь перемішування потоку газу і повітряної маси;  $Pr = \nu_\epsilon / D_\epsilon$  - дифузійний критерій Прандтля.

У формулах вказаних вище:  $g$  - прискорення сили тяжіння,  $\nu_\epsilon$  - кінематична в'язкість газу при його початковій температурі,  $D_\epsilon$  - коефіцієнт дифузії газу при його початковій температурі.

Форму факела приблизно можна вважати еліпсоїдом обертання з осями, рівними довжині факела і діаметру печі. При такому припущенні, на відстані, що дорівнює  $z$  від центру факела, на одиниці довжини буде згоряти  $q_m$  кілограм палива в секунду:

$$q_m = \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{0,25}{L_\phi} - \frac{z^2}{L_\phi^3} \cdot Q_m \right) \quad (4.83)$$

де  $Q_m$  – витрати палива в пальнику.

При моделюванні теплообміну в обертових печах практично завжди стоїть мета визначити поле температур через відомі потоки тепла. У цьому випадку зональні рівняння теплового балансу, що є основою зональних методів, будуть нелінійними відносно невідомих температур. Ця система рівнянь описується виразами (4.55) – (4.78), включаючи систему для визначення температур корпусу печі. Невідомі величини, виділені курсивом становлять: витрати палива  $R_s$ , температури газового потоку на границях зон  $T_i^g$ , температура газів що відходять  $t_{omx}^g$ , втрати тепла в навколишнє середовище  $P_i$  відносно зон та інші, що визначаються з матеріального балансу або розрахунку горіння палива.

Визначення матеріального балансу приведені в Додатку 3. Теплові процеси при спалюванні палива в Додатку К.

В результаті отримуємо замкнуту систему зональних рівнянь відносно температур  $T_1 \dots, T_j$ . Для вирішення системи визначення температури на границях зон застосовується ітераційний метод Ньютона. Отримана підсистема нелінійних рівнянь відносно температури на "гарячій" ( $T_{K1i}$ ) і на "холодній" ( $T_{K2i}$ ) поверхні футерівки визначається ітераційним методом з використанням методу дотичних.

Урахування значень теплового опору футеровки в різних зонах ( $R_i$ ) дає можливість проводити розрахунки печі при різних ступенях зносу вогнетриву.

Таким чином завдання для моделювання теплових процесів у печі можуть бути сформульовані в такий спосіб:

- відомі величини: конструктивні розміри, кут нахилу та число обертів, теплофізичні параметри матеріалів футерівки, корпусу печі, продуктивність, гранулометричний та хімічний склад сировини яка підлягає обробці, хімічний склад палива, хімічний склад та температура отриманого клінкеру;
- невідомі величини: витрати пального, розподіл температури в газовому потоці, на поверхні футерівки, усередині корпусу печі та матеріалі;
- зв'язок відомих і невідомих величин усередині елементів описується рівняннями для теплових процесів, розглянутими в попередніх розділах глави;
- необхідно вирішити сукупність рівнянь, записаних для елементів, і знайти невідомі величини.

Зональні рівняння теплового балансу, що є основою зональних методів, є нелінійними відносно невідомих температур. Після завдання першого наближення зональних температур рішення системи таких рівнянь можливо ітераційним методом, при повторенні наступних дії на кожному ітераційному кроці.

Алгоритм розрахунку складного спряженого теплообміну в робочому просторі обертової печі наступний:

1. Визначення температур матеріалу в межах зон з матеріального балансу.
2. Позонний розрахунок кількості тепла, що необхідно передати або відібрати в сировини для збереження теплового балансу по межах зон. Задача вирішується виходячи з хімічного складу шихти й отримуваного продукту.
3. Визначення компонент газowego потоку.
4. Визначення ентальпії продуктів горіння палива і теоретичної температури горіння палива.
5. Визначення ентальпії газowego потоку на границях між зонами печі.
6. Визначається температура газowego потоку. При цьому враховується склад і кількість газів, що виділяються в кожній зоні.

7. По отриманому значенню температури газового потоку, що відходить із печі, і інших показників визначається тепловий баланс печі.

8. Визначаються втрати тепла в навколишнє середовища на основі числового рішення задачі теплопровідності. Отримані значення порівнюються зі значеннями втрат тепла в навколишнє середовище  $Q_7$  отриманими з теплового балансу.

9. Якщо різниця між ними буде більше ніж наперед задана величина, то витрата газу змінюється і розрахунок повторюється по описаній вище схемі. Розрахунок провадиться доти, поки різниця між  $Q_7$  отримана з теплового балансу і числовим методом не буде задовільною.

Математична модель складного теплообміну в робочому просторі обертової печі реалізована у вигляді програми виконаної на мові C++. Для оперативного виконання різноманітних розрахунків введення вихідних даних, провадиться в діалоговому режимі. Отримані дані виконуються в вигляді таблиць Excel.

Кількість елементів в печі можливо збільшувати. При рішенні задач використовувалось від 8, що відповідає загальній кількості зон, до 126.

#### **4.4 Вирішення контрольно-тестових задач**

Для апробації розробленої методики та алгоритмів розрахунку як тестові використовувались задачі для яких є дані фізичного експерименту, або достовірні теоретичні дані. Результати розрахунку порівнювались з цими даними. Для тестування програми виконувався розрахунок обертової печі для «сухого» та «мокрого» способів виробництва цементу. Числові значення по розподілу кількості теплоти від довжини печі для діючих обертових печей брались з [27, 52, 105, 262]. Розглядається піч 5x185м «мокрого» способу виготовлення цементу. Паливо – газ Дашавського родовища, продуктивність 73000 кг/год. Значення температур відносно довжини печі приведені на Рисунок 4.8.

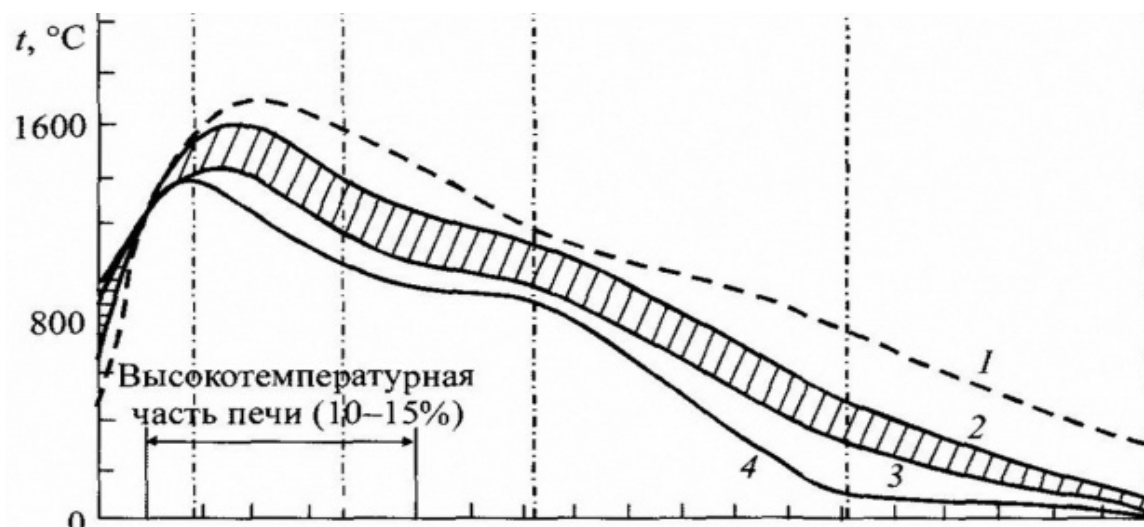


Рисунок 4.8 – Значення температур в печі «мокрого» способу [52, 104]

Результати числового експерименту, по визначенню температур газового потоку, футерівки та матеріалу, виконаного з допомогою розробленої програми приведені на Рисунок 4.9.

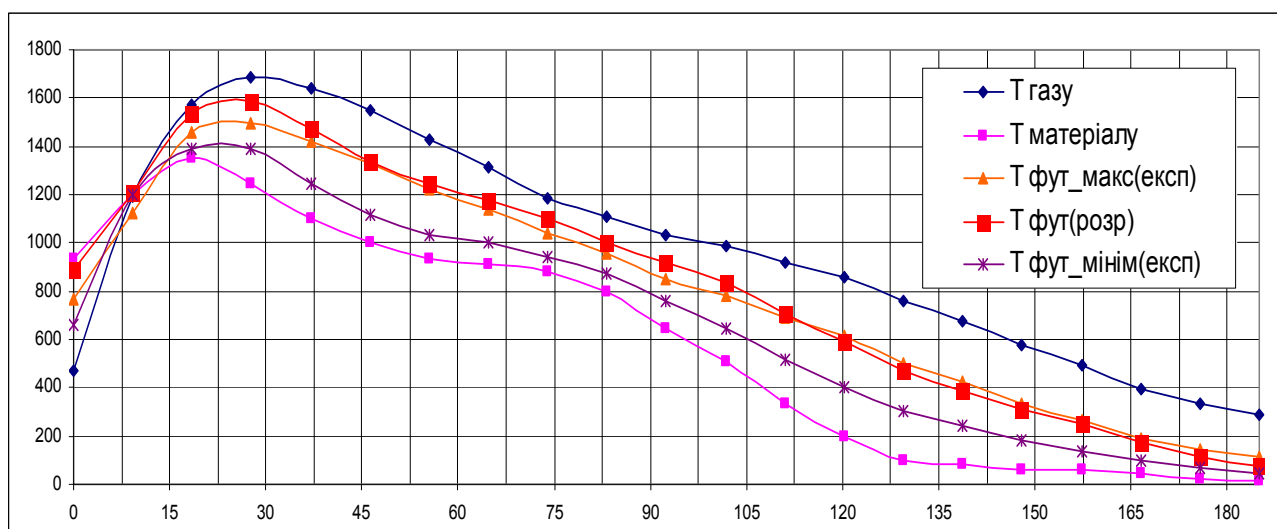


Рисунок 4.9 – Розподіл температур в обертовій печі «мокрого» способу

Максимум функції буде відповідати приблизно максимуму температури (приблизно 23 м), та знаходиться в високотемпературній частині печі. Слід зазначити, що отримані залежності мають спільний характер с залежністю встановленою Ходоровим [52] при зональному методі розрахунку, с тією різницею, що температура газів, що відходять з печі не вводиться як незмінний параметр, а безпосередньо обчислюється. По [52] температура становить 250 °C, згідно розрахунку – 266 °C.

Температура корпусу печі приведена на Рисунок 4.11.



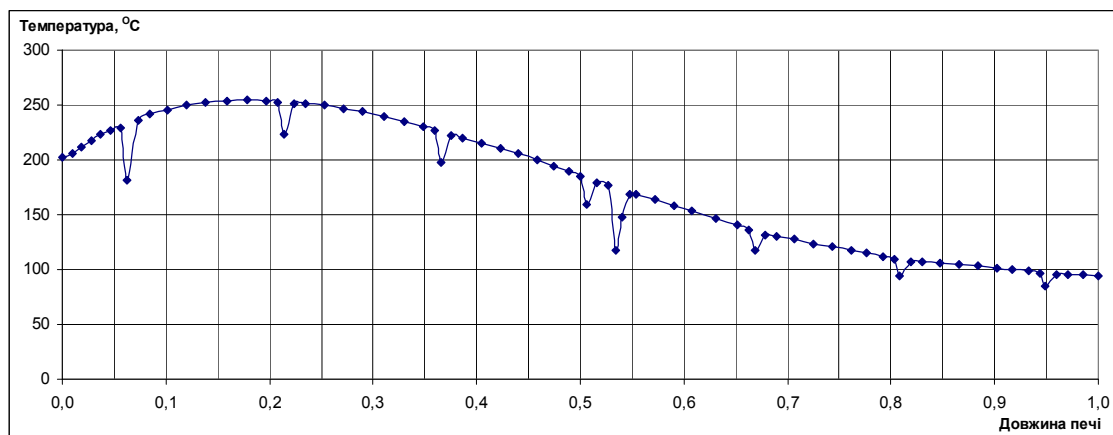


Рисунок 4.10 – Розподіл температури корпусу печі 5x185м

Температура корпусу печі, для задачі в постановці згідно [52], становить 95 °С – 254 °С. Пониження температури в зоні встановлення бандажів і вінцевої шестерні за рахунок більш інтенсивного охолодження в навколишньому середовищі.

Найбільш значущими параметрами в печі є витрата палива та продуктивність. Відхилення значень параметрів числового експерименту від значень оцінок цих параметрів для промислового експерименту не перевищує 4%. Відхилення температура футерівки не перевищує 8%.

Числові значення по розподілу температур газового потоку, матеріалу та футерівки для обертової печі 4,5x80м брались з даних приведених в [27, 52, 105] Рисунок 4.11. Продуктивність 125000 кг/год, газ Дашавського родовища.

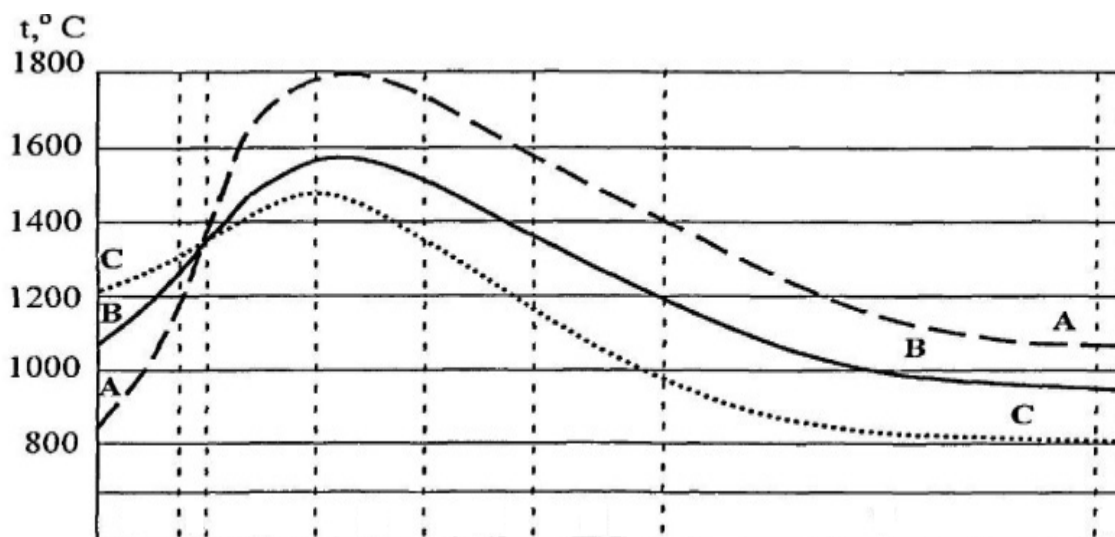


Рисунок 4.11 –Значення температур в печі (для сухого способу виробництва)

Результати розрахунку температури газового потоку, футерівки та матеріалу приведені на Рисунок 4.12

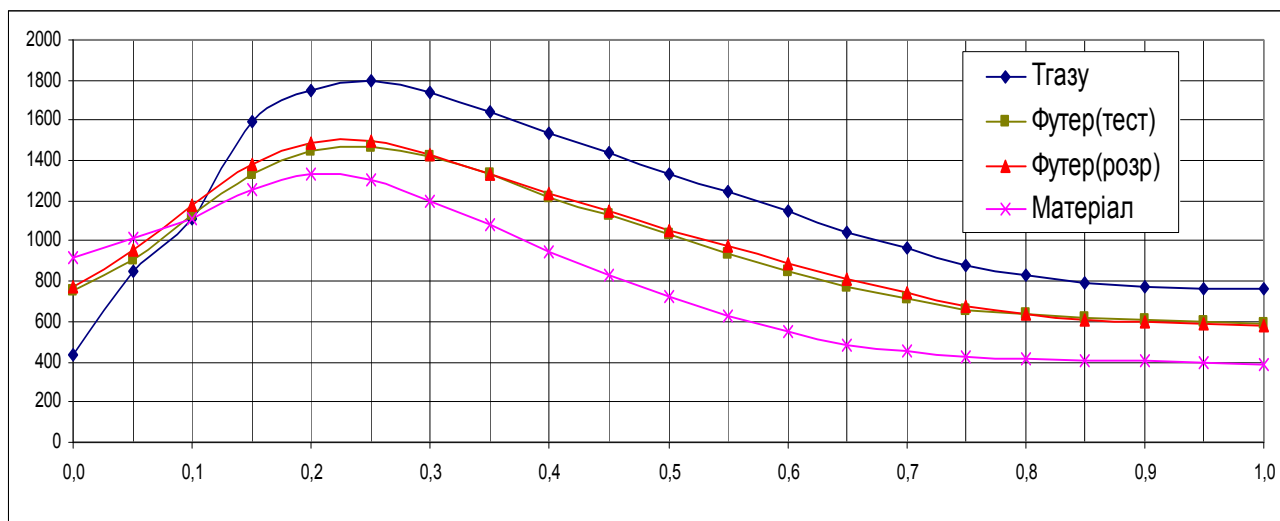


Рисунок 4.12 – Розподіл температур в обертовій печі «сухого» способу виробництва

Аналізуючи даний графік чітко видно стрімке підвищення температури приблизно до 1800°C і плавне її зменшення. Пік температури досягається приблизно на довжині 20м, розподілення температури майже однакове. З графіка видно, що розрахункові значення температури футерівки досить адекватно моделюють експериментальні дані. Розходження значень температур не перевищує 4,23%.

Розрахунок температури корпусу печі приведена на Рисунок 4.13.

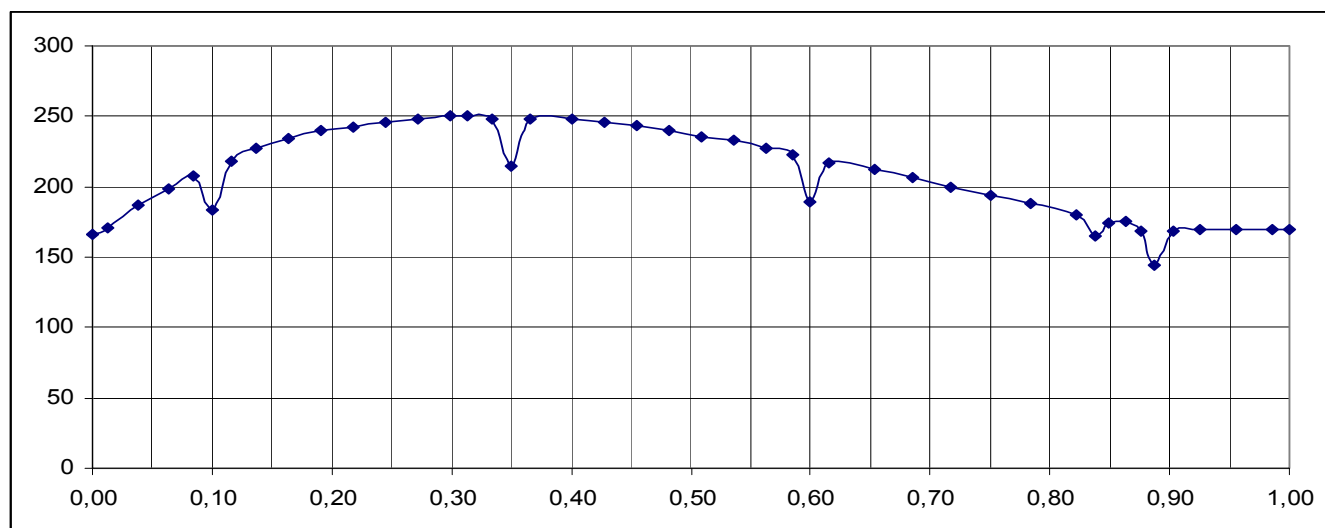


Рисунок 4.13 – Температура корпусу печі для «сухого» способу виробництва

З графіка видно, що температура корпусу печі змінюється від 150 °C, в зонах охолодження та екзотермічних реакцій до 250 °C в зоні спікання. Локальне зменшення температур корпусу виникає в зоні бандажів та вінцевої шестерні за

рахунок більш інтенсивного охолодження.

Таким чином, при тестуванні математичної моделі було встановлено, що запропонована модель має властивість апроксимації і стійкості, а максимальна розбіжність у даних, отриманих у результаті числового експерименту та розрахунках приведених в літературі не перевищує 8% по температурі газів, включаючи температуру газів, що відходять, і 5% щодо витрати палива для печей «мокрого» та «сухого» методів виробництва цементу.

#### **4.5 Дослідження теплових режимів обертових печей**

Основною задачею дослідження теплового режиму обертових печей є визначення витрат палива, температур газового потоку, футерівки та корпусу, а також теплообміну в робочому просторі печі.

При моделюванні теплообміну в обертових печах практично завжди потрібно визначити температурне поле через відомі потоки тепла, тобто в термінології теплофізики через граничні умови II роду. Тому, для подальшого визначення конструктивних особливостей пічної установки, потрібно окрім інших факторів визначити значення теплового потоку до футерівки. При цьому розглядаються – піч «мокрого» та «сухого» способів виготовлення цементу.

##### **4.5.1 Піч «мокрого» способу виготовлення цементу.**

При проведенні числового експерименту в якості вихідних були використані дані – по обертовій цементній печі 5x185 м Балаклавського цементного заводу продуктивністю 73000 кг/год. Розрахунок проводився для обертової печі 5x185 м при різному ступеню зношення футеровки 230, 200, 130, 100, 80 мм, та продуктивністю 15, 20, 50, 73, 100 т/год.

На графіку Рисунок 4.14 зображені залежності температури газового потоку по межах зон від довжини зон обертової печі. Залежності отримані при продуктивності обертової печі 73000 кг/год.

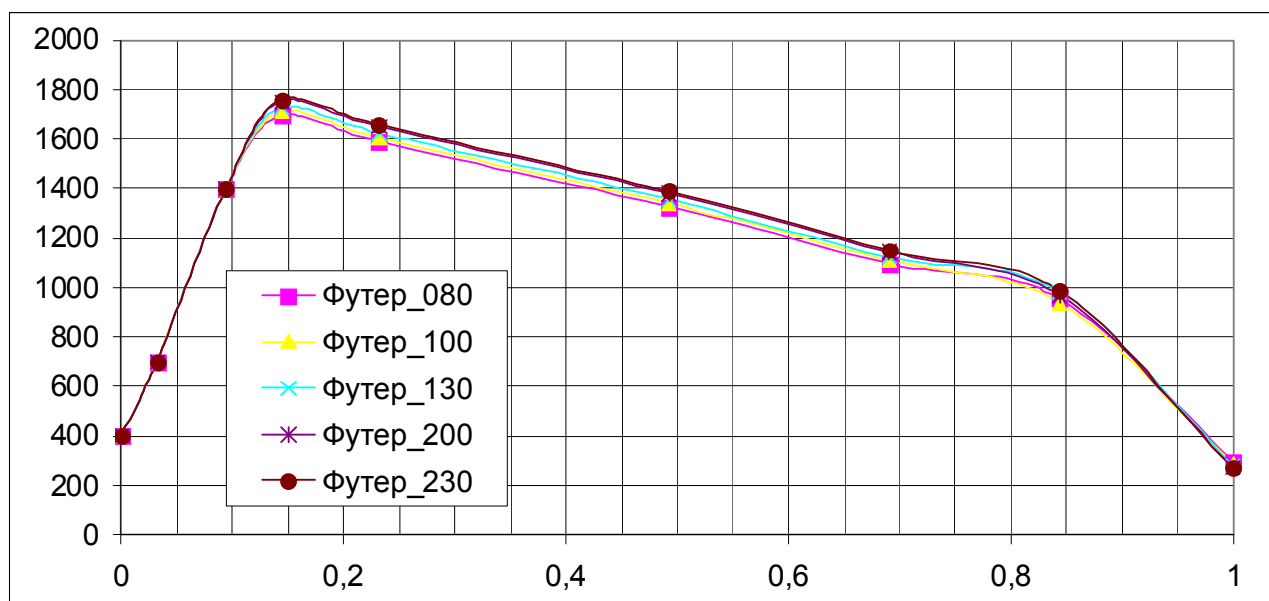
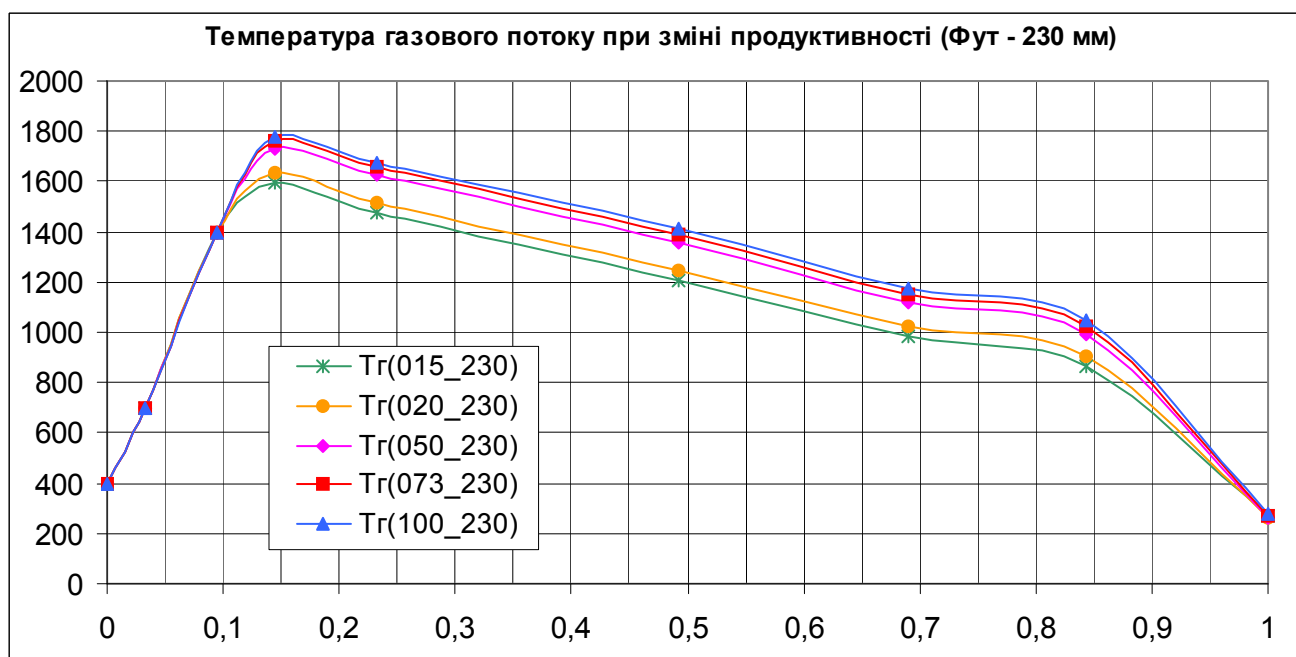


Рисунок 4.14 – Температура газового потоку в печі 5х185

В числовому експерименті товщина футерівки змінювалась від 230 мм – початок кампанії печі, до 80 мм – кінець кампанії печі. З графіків видно, що по мірі зношення футерівки температура газового потоку зменшується. Максимальна температура становить 1760 °C – при товщині футерівки 230 мм, та 1696 °C – при товщині футерівки 80 мм. Не змінні значення температур на початку печі пояснюються постійною температурою первинного та вторинного повітря яке потрапляє з холодильника.

Результати розрахунку при зміні продуктивності, та постійній товщині футерівки 230 мм приведені на Рисунок 4.15.



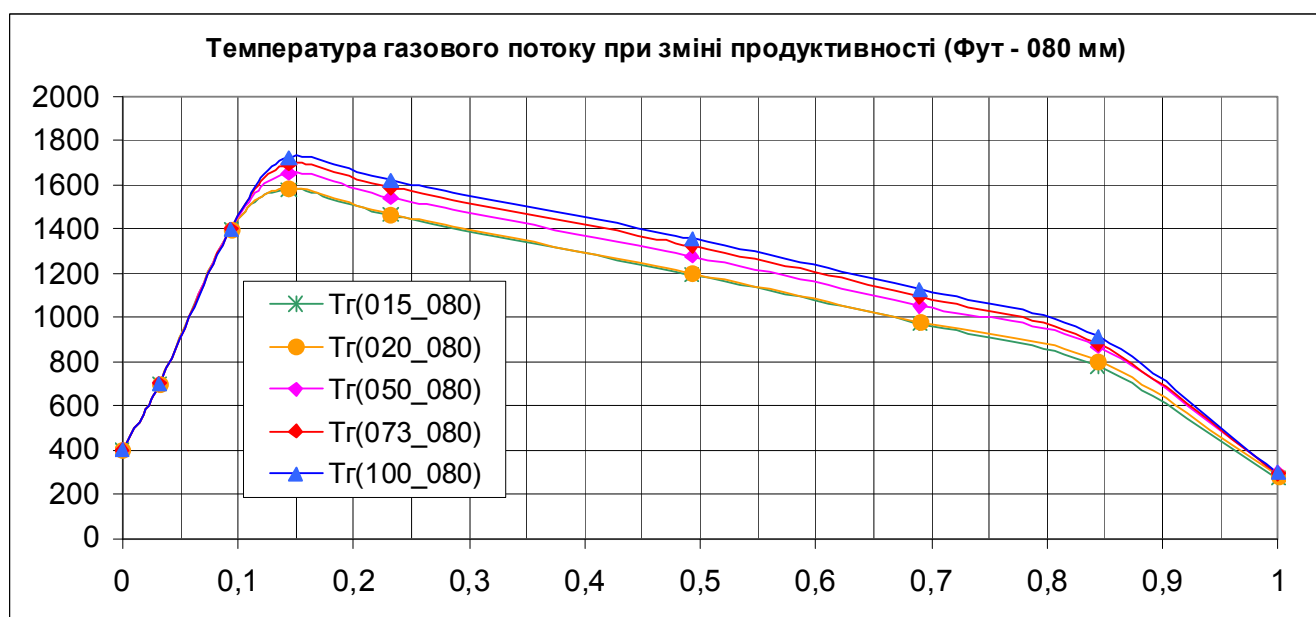
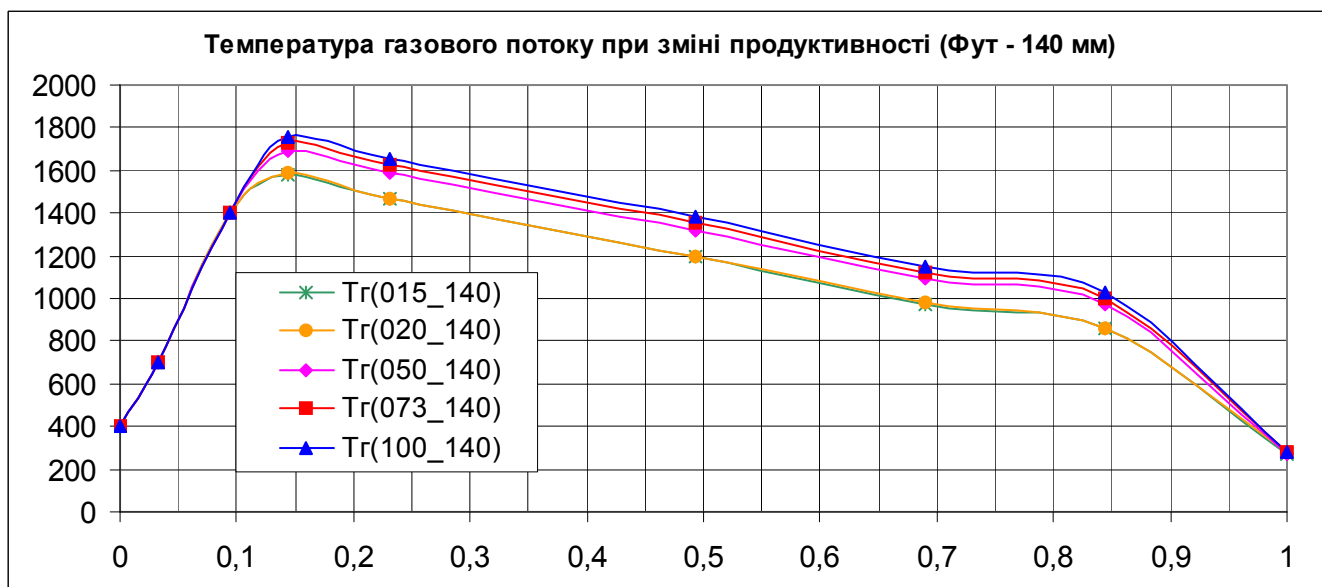
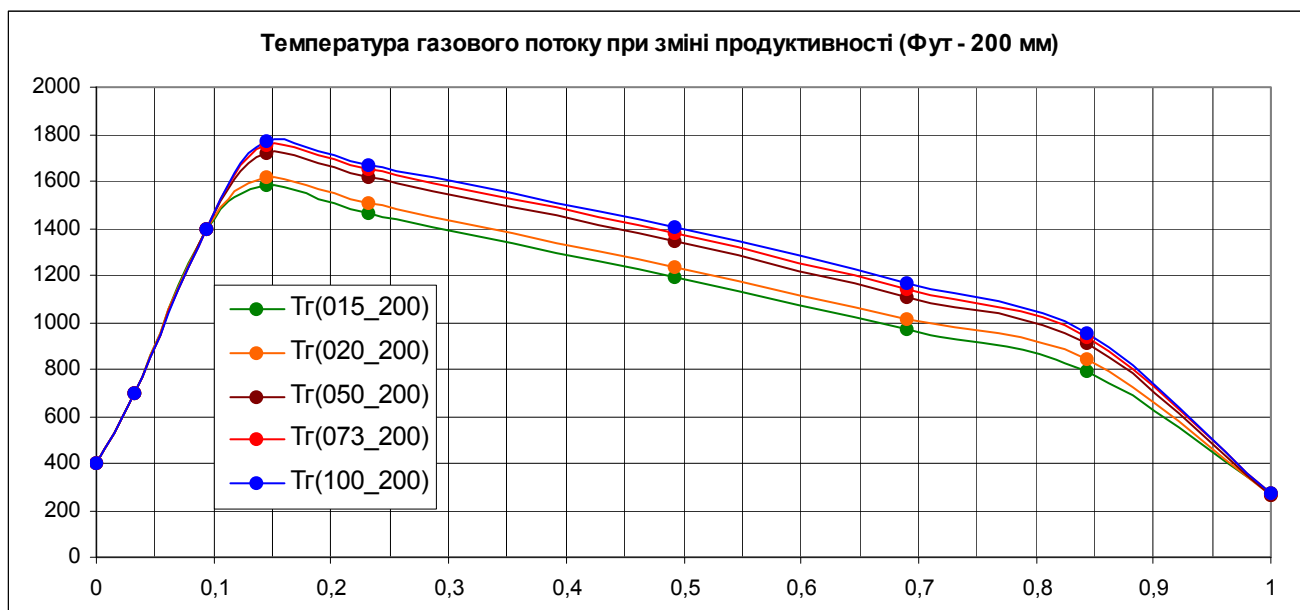


Рисунок 4.15 – Температура газового потоку в обертовій печі при зміні продуктивності

З графіків видно, що зміна продуктивності печі суттєво впливає на температуру газового потоку. Максимальна температура при товщині футерівки 230 мм змінюється від 1600 °С при продуктивності 20 т/год до 1780 °С, при продуктивності 73 т/год, 100 т/год. При зменшенні товщини футерівки до 80 мм – 1580 °С для продуктивності 1580 °С та 1720 °С при продуктивності 100 т/год.

Температура футерівки, при зміні її товщини та продуктивності 73 т/год приведена на Рисунок 4.16.

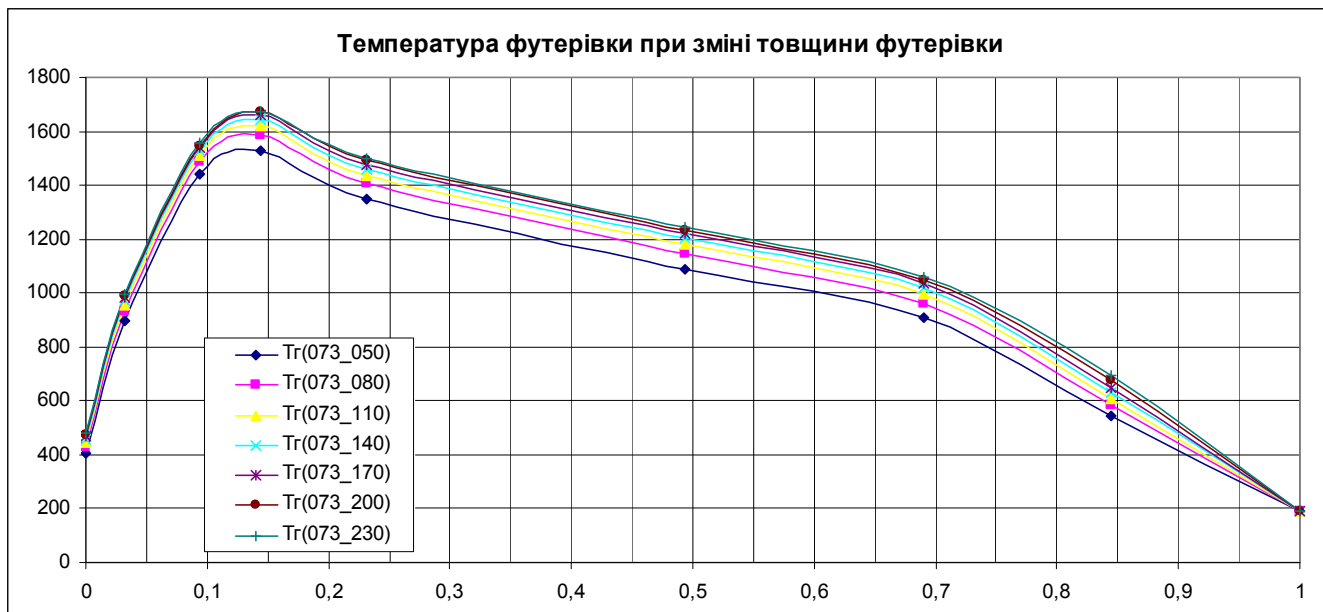
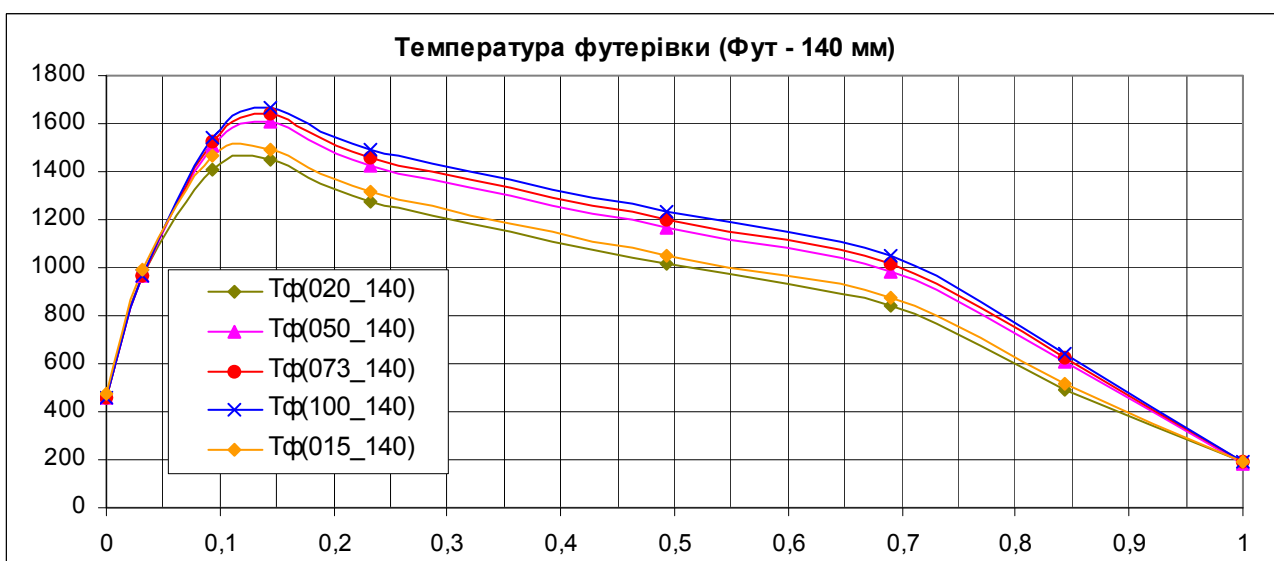
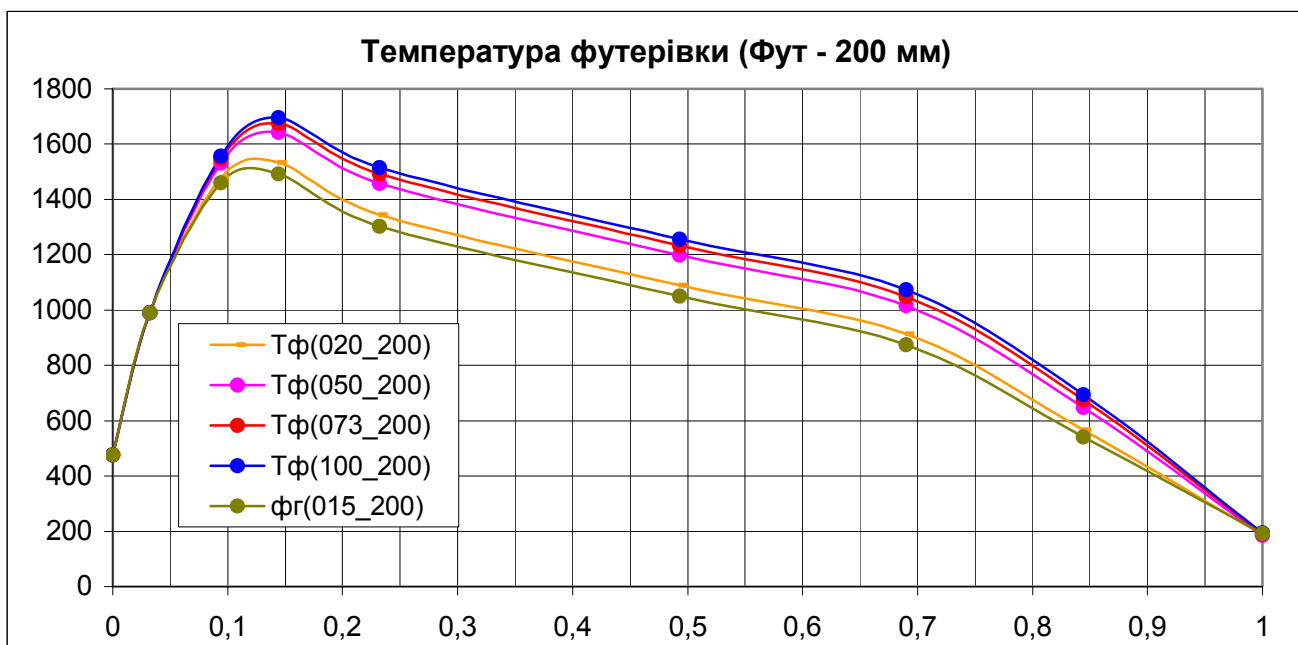
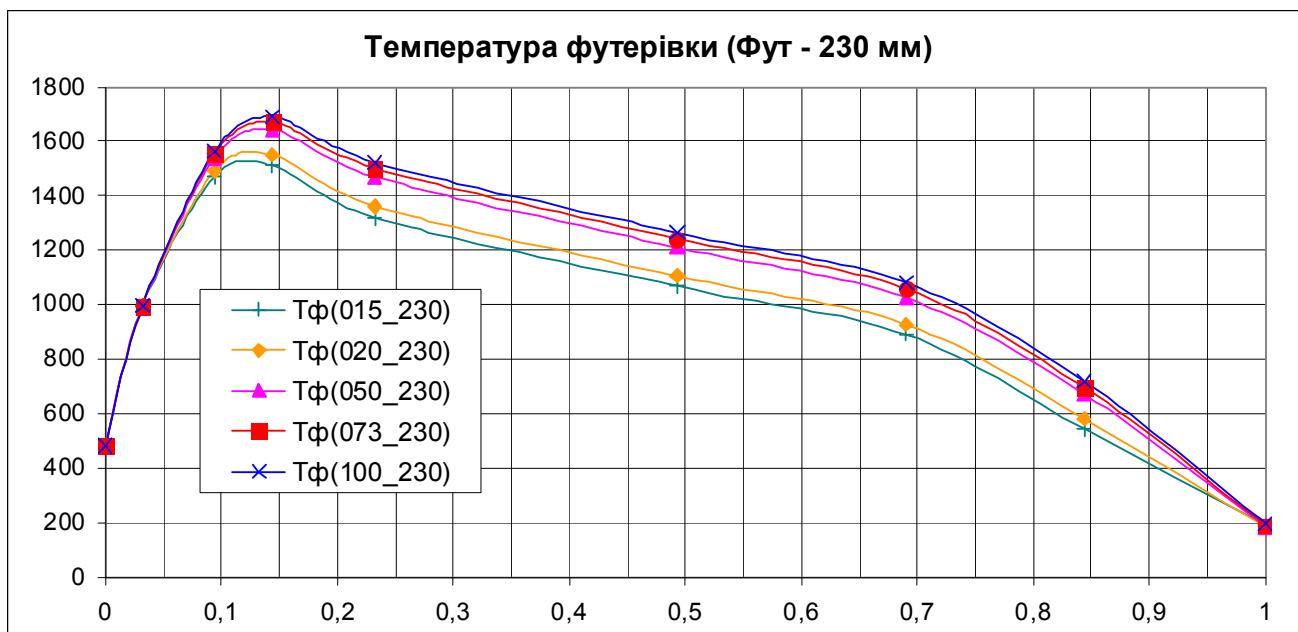


Рисунок 4.16 – Температура футерівки в печі при продуктивності 73 т/год

Температура на внутрішній поверхні футерівки змінюється в залежності від товщини футерівки. Так при сталій продуктивності 73 т/год максимальна температура, в зоні спікання становить 1590 °С при товщині футерівки 80 мм, та 1650 °С при товщині 230 мм. Пояснюється зменшенням теплового опору корпусу печі. Слід зазначити що в зоні спікання на поверхні футерівки зазвичай виникає «обмазка». При моделювання вона не враховувалась, що можливо розглядати як початок роботи теплового агрегату.

Температура футерівки при зміні її продуктивності печі Рисунок 4.17.

В залежності від зміни продуктивності роботи печі температура на внутрішній поверхні футерівки також змінюється, що видно з приведених графіків. Максимальна температура, при продуктивності 20 т/год та товщині футерівки 230 мм становить 1550 °С, при 100 т/год 1705 °С.



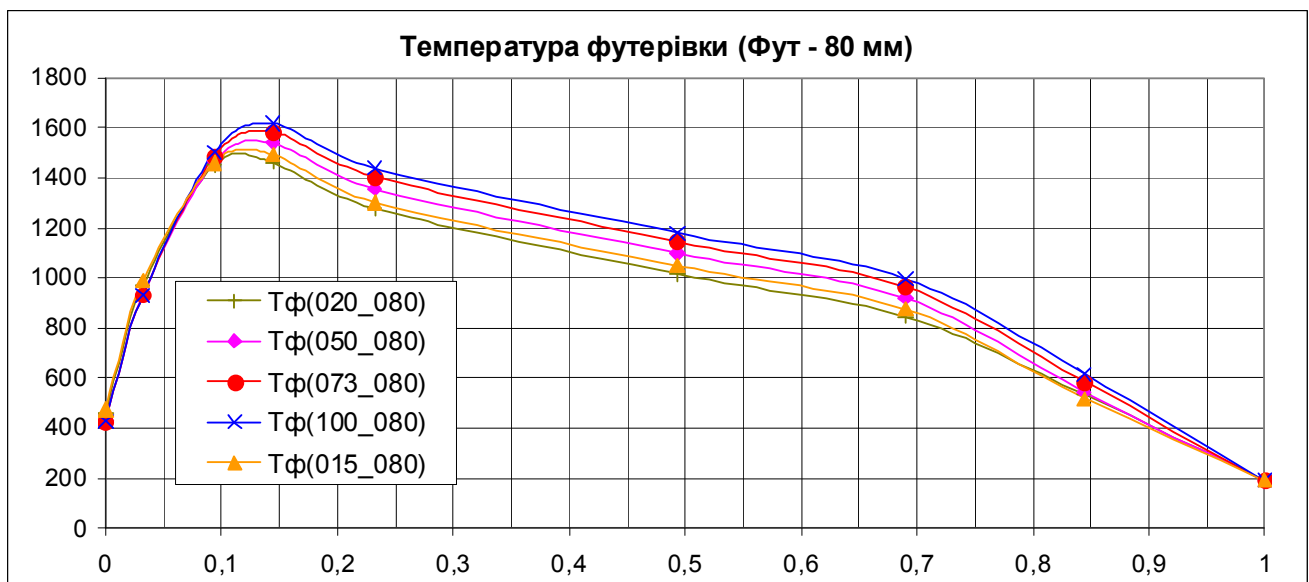


Рисунок 4.17 – Порівняння розподілу температур з товщиною футерівки 80мм

Результати розрахунку температури корпусу печі, при зміні товщини футерівки до 80, 160, 230 мм, приведена на Рисунок 4.18.

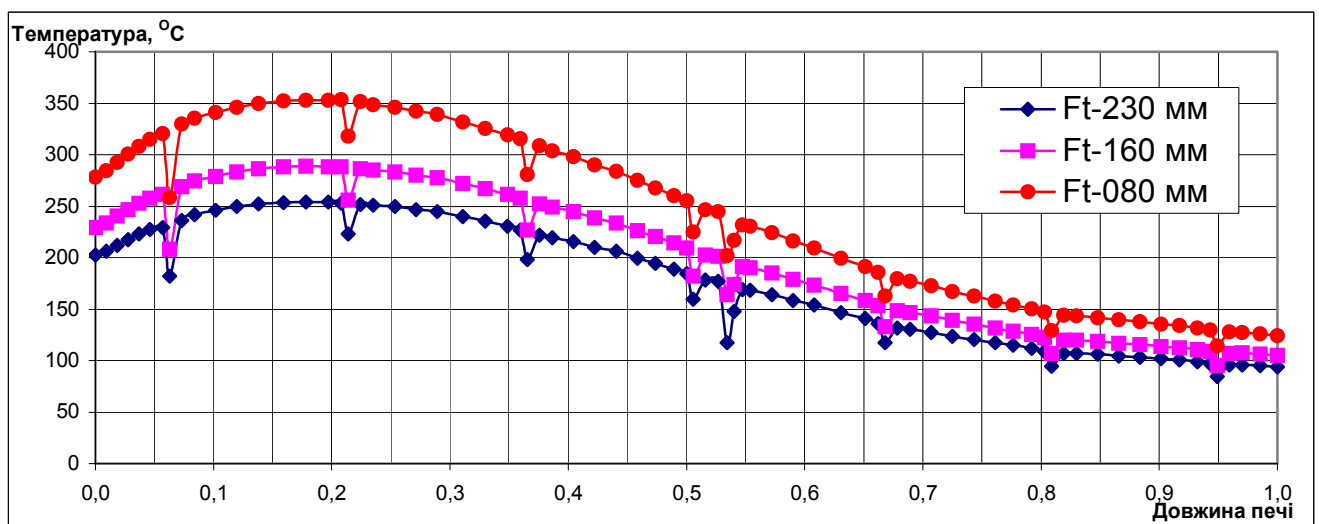


Рисунок 4.18 – Температура корпусу печі

З графіків видно, що температура корпусу змінюється по довжині печі відповідно зміні температури газового потоку. При товщині футерівки 230 мм максимум знаходиться в зоні спікання та становить 260 °C, мінімальне значення в зоні підігріву – 90 °C. При зменшенні товщини футерівки до 80 мм температура підвищується та становить 400 °C в зоні спікання, та 130 °C в зоні підігріву. В зоні установа бандажів і вінцевої шестерні температура корпусу зменшується за рахунок більш інтенсивного теплообміну з навколишнім середовищем.

Температура газів що відходять з печі, при зміні товщини футерівки та продуктивності приведена на Рисунок 4.19.



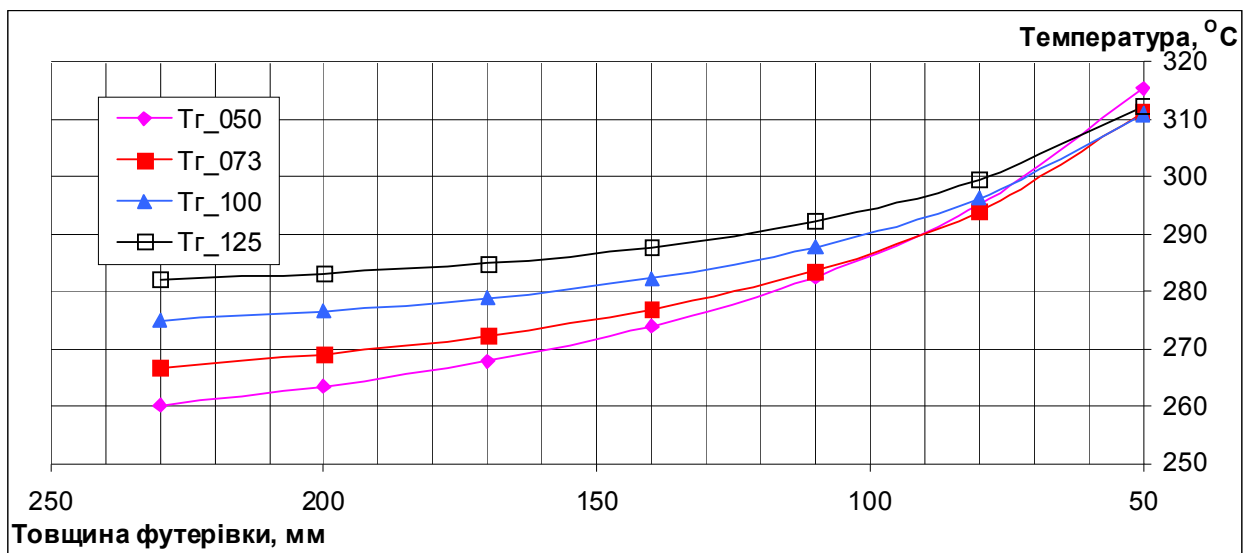


Рисунок 4.19 – Температура газів що відходять з печі

З графіка видно, що збільшення продуктивності призводить до збільшення температури газів, що відходять, і відповідно, витрату робочого газу. При збільшенні ступеню зношеності футеровки також має місце збільшення температури газового потоку, що відходить з печі. Зношенні футеровки не менше впливає на температуру газів що відходять ніж зміна продуктивності.

Втрати тепла, для печі продуктивністю 73 т/год, та зміні товщини футерівки приведена на Рисунок 4.20.

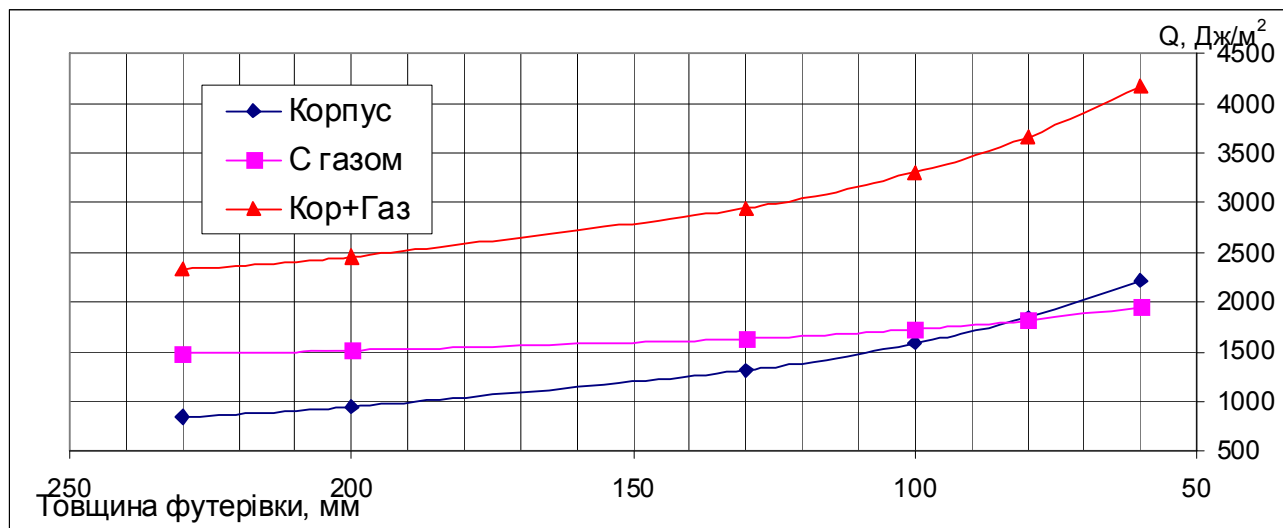


Рисунок 4.20 – Втрати тепла через корпус, з газами що відходять

З графіків видно, що втрати тепла через корпус, на початку роботи печі, менші ніж втрати з газами що відходять. По мірі зносу футерівки втрати через корпус інтенсивно збільшуються, і при її товщині 80 мм мають те ж значення що і втрати з газами, що відходять. Кількість тепла що втрачається з газами, які відходять також

збільшуються, що пояснюється збільшенням витрат палива. Загальна кількість тепла, що втрачається становить – 2300 Дж/м<sup>2</sup> при товщині футерівки 230 мм, та 4200 Дж/м<sup>2</sup> при товщині футерівки 60 мм.

Загальні втрати тепла при різній продуктивності та товщині футерівки 230 мм приведено на Рисунок 4.21

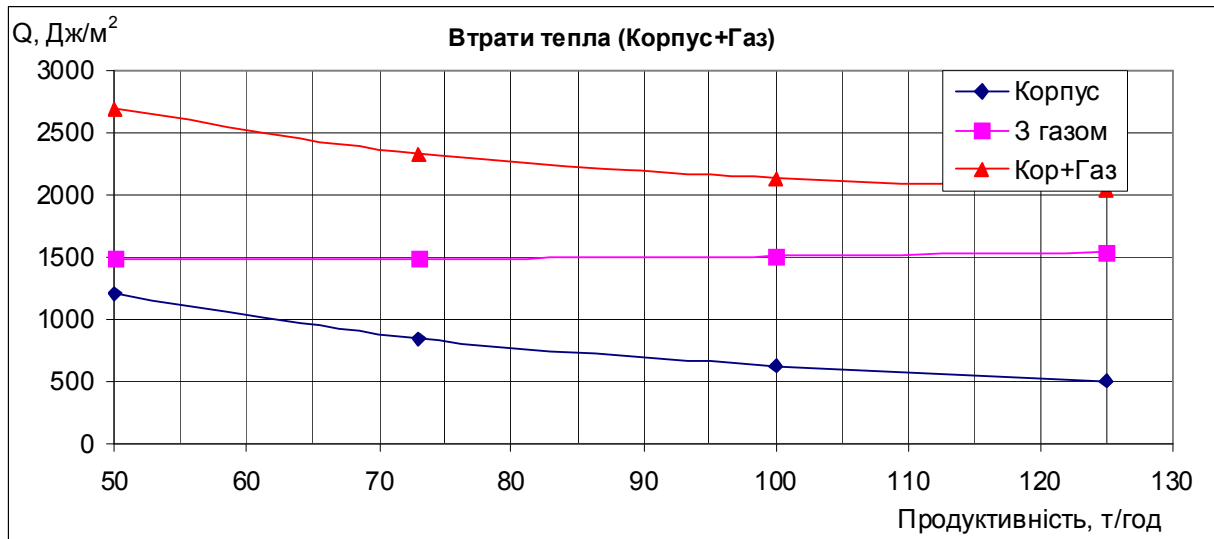


Рисунок 4.21 – Загальні втрати тепла

При збільшенні продуктивності печі питомі втрати тепла через корпус зменшуються за рахунок більш раціонального використання палива, втрати з газами, що відходять зростають не значно, залишаючись майже постійними. З графіка видно загальні питомі втрати тепла також зменшуються пропорційно втратам через корпус.

Витрати газу, при різному зношенні футерівки, приведені на Рисунок 4.22.

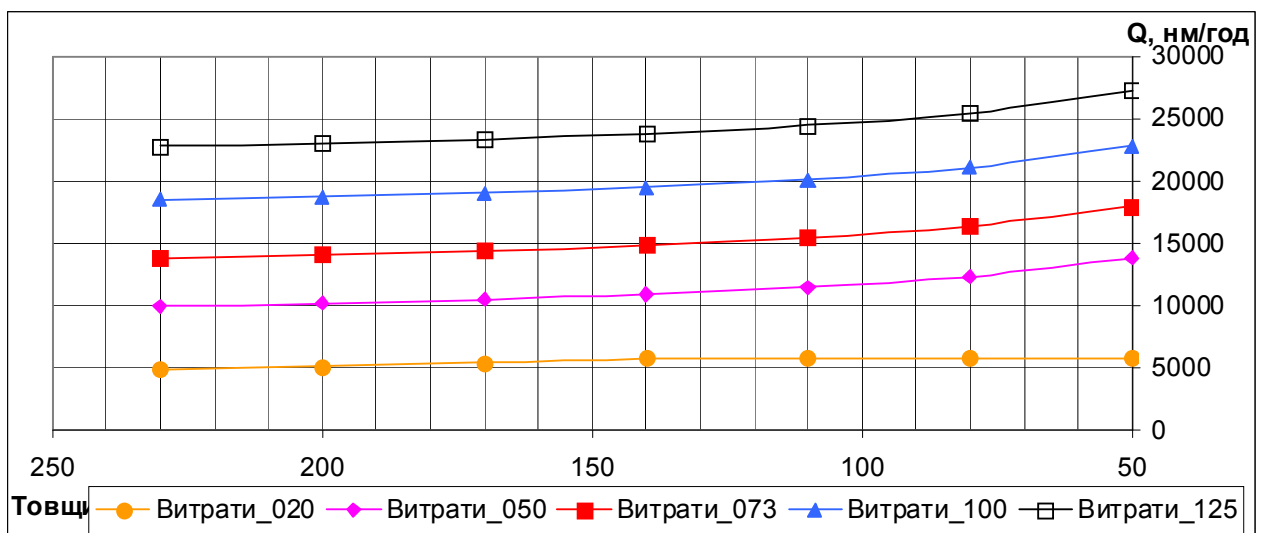


Рисунок 4.22 – Витрати палива при зношенні футерівки

На рисунку 3.2. зображені залежності витрат газу від ступеню зношеності футерівки. Розрахунок проводився при різних значеннях продуктивності оборотної

печі. З графіків видно, що при різній продуктивності збільшення ступеню зносу футеровки збільшується витрата газу. Насамперед це пов'язано зі збільшенням теплових втрат в навколишнє середовище.

Питомі втрати газу  $\text{нм}^3/(\text{кг кл})$ , при різній продуктивності та зношенні футерівки приведені на Рисунок 4.23.

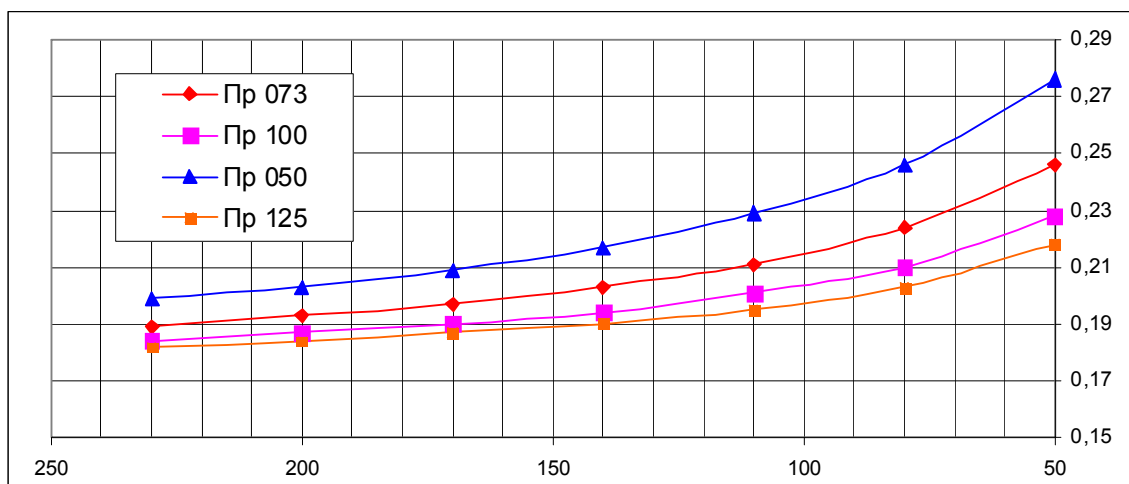
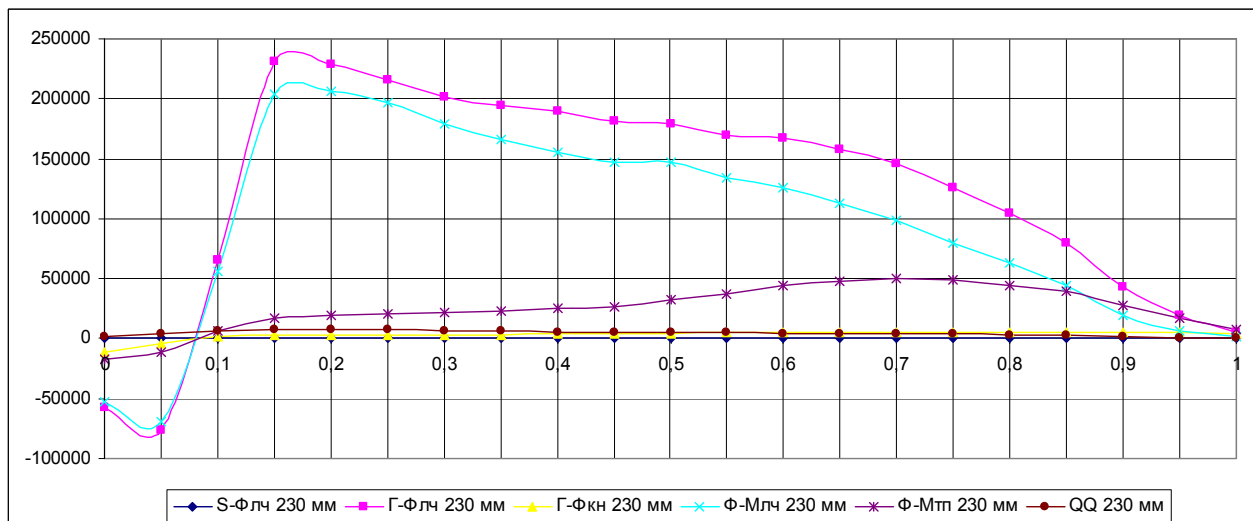


Рисунок 4.23 – Питомі втрати газу

Так при товщині футерівки 230 мм та базовій продуктивності 73 т/год вони становлять  $0,187 \text{ нм}^3/(\text{кг кл})$ . При зменшенні товщини футерівки до 80 мм –  $0,225 \text{ нм}^3/(\text{кг кл})$ . При збільшенні продуктивності зменшуються та становлять, при продуктивності 100 т/год, 0,185 та 0,21 відповідно. Таким чином при відповідних технічних та конструктивних рішеннях, які дозволяють збільшити продуктивність, можливо зменшити витрати палива.

Теплові потоки в робочому просторі печі, продуктивність 20, 50, 73, 100 т/год, товщина футерівки 230 мм, приведені на Рисунок 4.24.



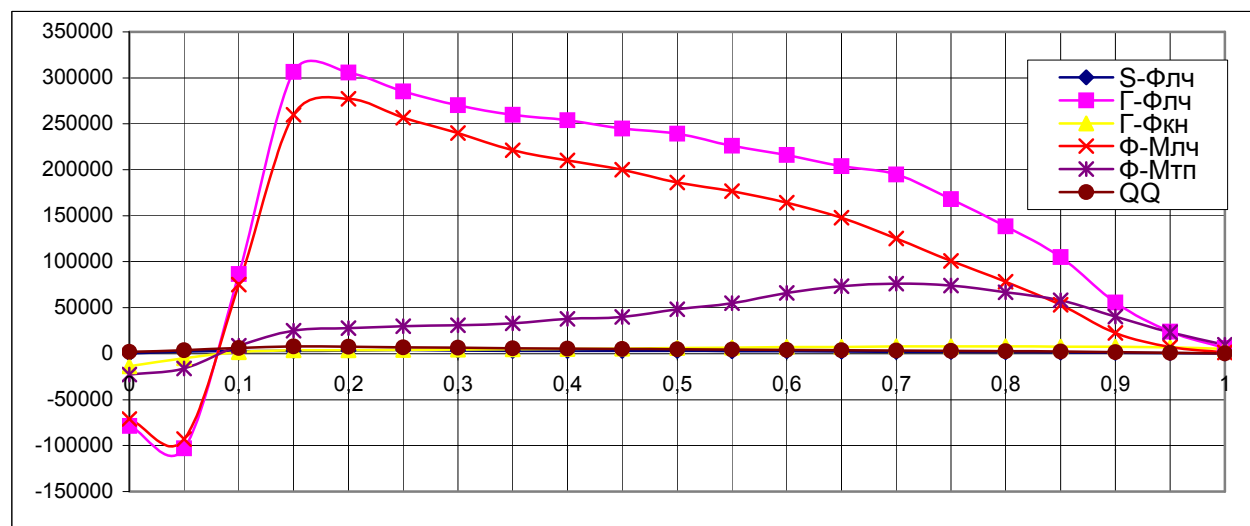
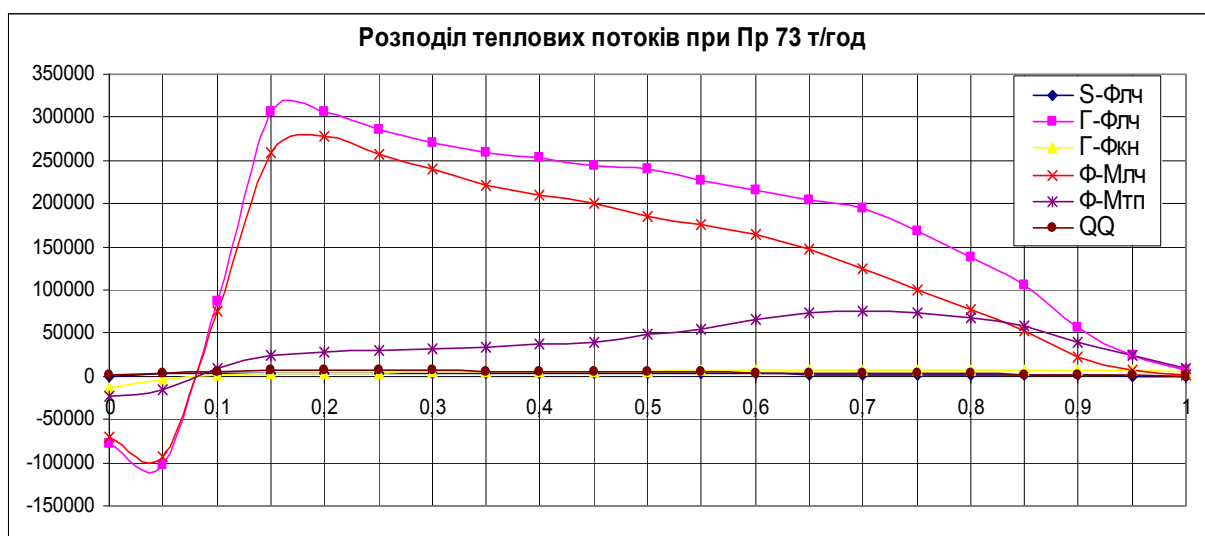
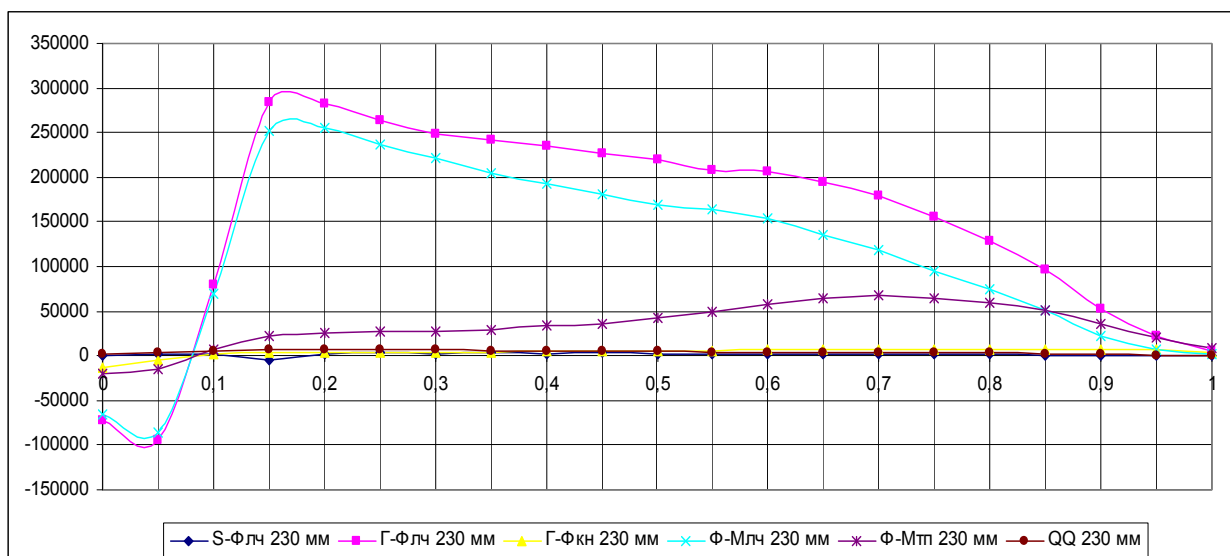


Рисунок 4.24 – Розподіл теплових потоків в печі

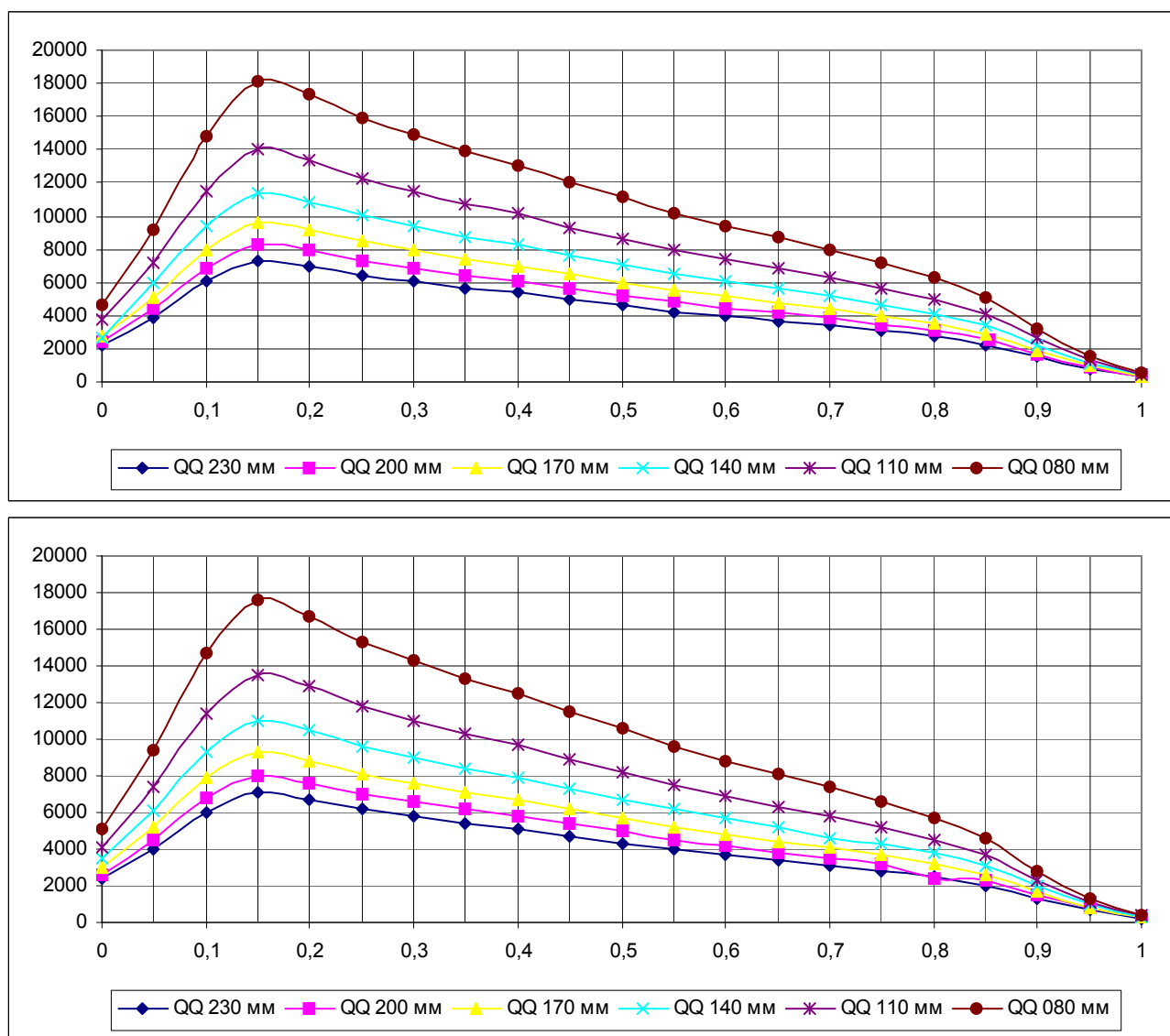
З графіків видно, що газовий потісок віддає тепло випромінюванням і конвекцією відкритим поверхням матеріалу й футерівки. Складові радіаційного теплообміну значно вищі ніж конвективного, тому основним видом передачі тепла в печі є випромінювання, особливо у зоні високих температур. Конвективний обмін

залежить головним чином від швидкості руху теплоносія.

Футерівка, у свою чергу, віддає отримане тепло відкритій поверхні матеріалу випромінюванням, закритій поверхні – теплопровідністю. Передача тепла теплопровідністю залежить від ступеня заповнення її матеріалом, швидкості обертання, кута нахилу й діаметру, а також від фізичних характеристик матеріалу.

В зоні охолодження матеріалу відбувається підігрів палива та повітря для його спалення за рахунок охолодження матеріалу. Цим пояснюються від’ємні значення теплового потоку в парах газ – футерівка, радіаційний теплообмін футерівка – матеріал та теплообмін теплопровідністю футерівка – матеріал.

Тепловий потік, який сприймає футерівка, при зміні продуктивності 20, 50, 73, 100 т/год, приведені на Рисунок 4.25.



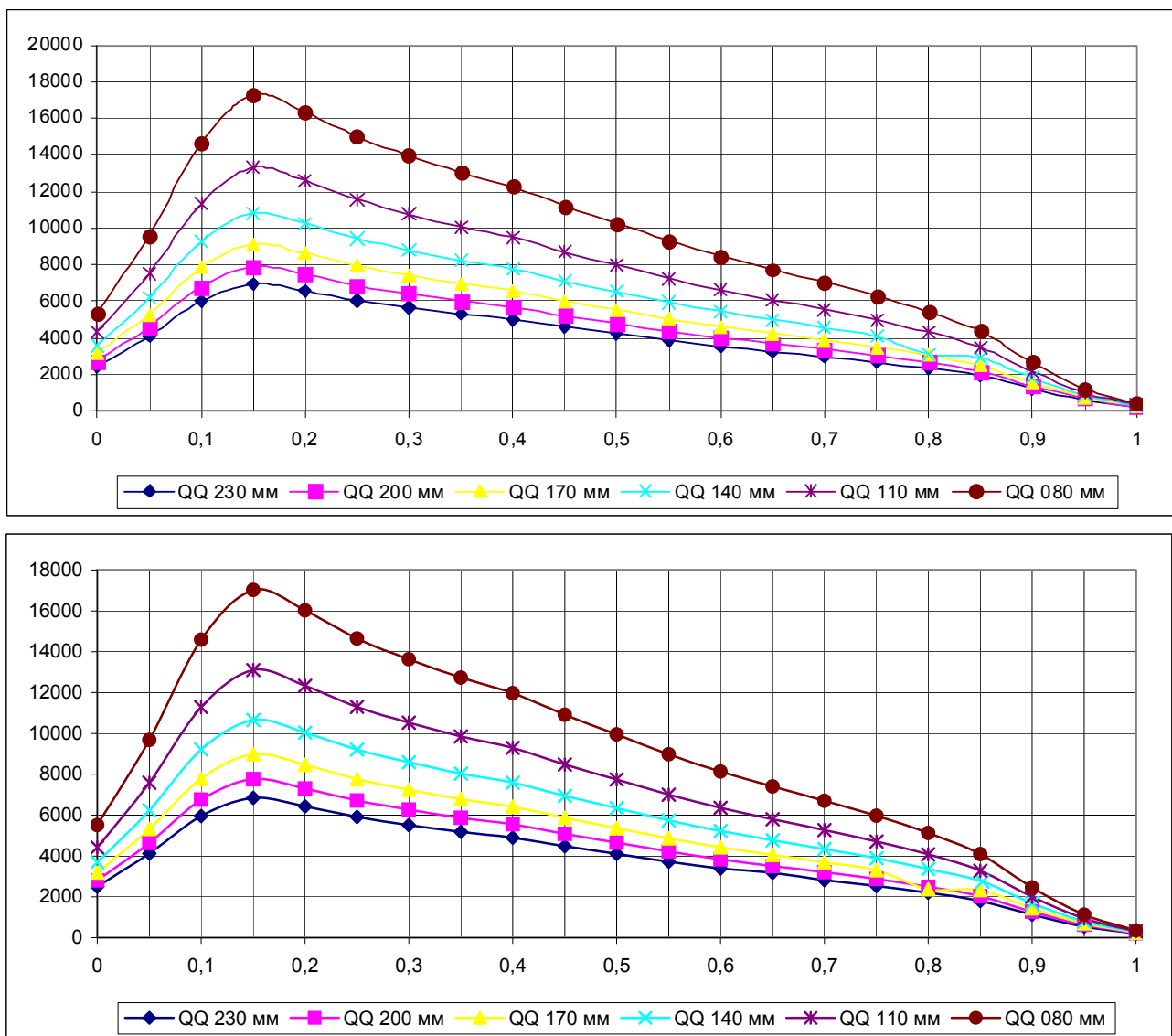


Рисунок 4.25 – Сумарний тепловий потік до футерівки

Тепловий потік спрямований до футерівки печі визначається по (4.2), відповідно сумі складових. З графіків видно, що величина теплового потоку до футерівки суттєво збільшується при зменшенні товщини футерівки. При базовій продуктивності 73 т/год максимальне значення теплового потоку, в зоні спікання збільшилось від 7300 Вт/м<sup>2</sup> до 24900 Вт/м<sup>2</sup>, що пояснюється пропорційним зменшенням теплового опору стінки.

В залежності від продуктивності, при товщині футерівки 230 мм дані приведені на Рисунок 4.27

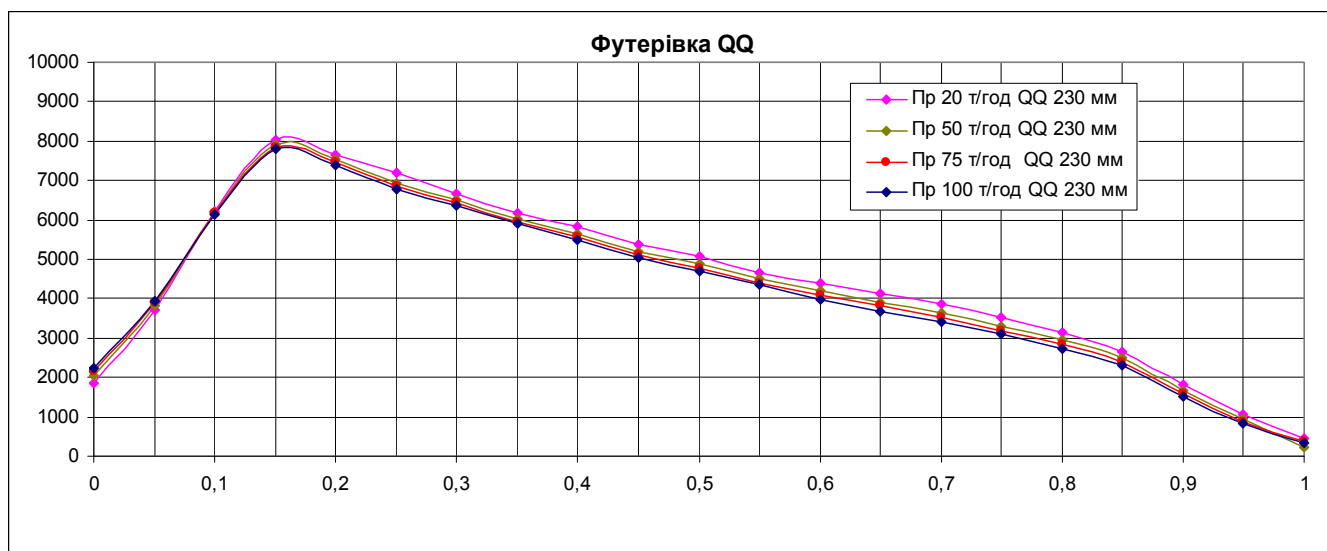


Рисунок 4.26 –Розподіл теплових потоків в печі

При зміні продуктивності, але сталій товщині футерівки (230 мм) зміна теплового потоку не значна, і змінюється в точці максимуму від 7800 Вт/м<sup>2</sup> до 8000 Вт/м<sup>2</sup>, що пояснюється зміною витрат палива та відповідно величиною відкритої поверхні футерівки. Причому при збільшенні продуктивності величина теплового потоку через футерівку зменшується.

Тепловий потік з суміжних зон при зносі футерівки приведо на Рисунок 4.27

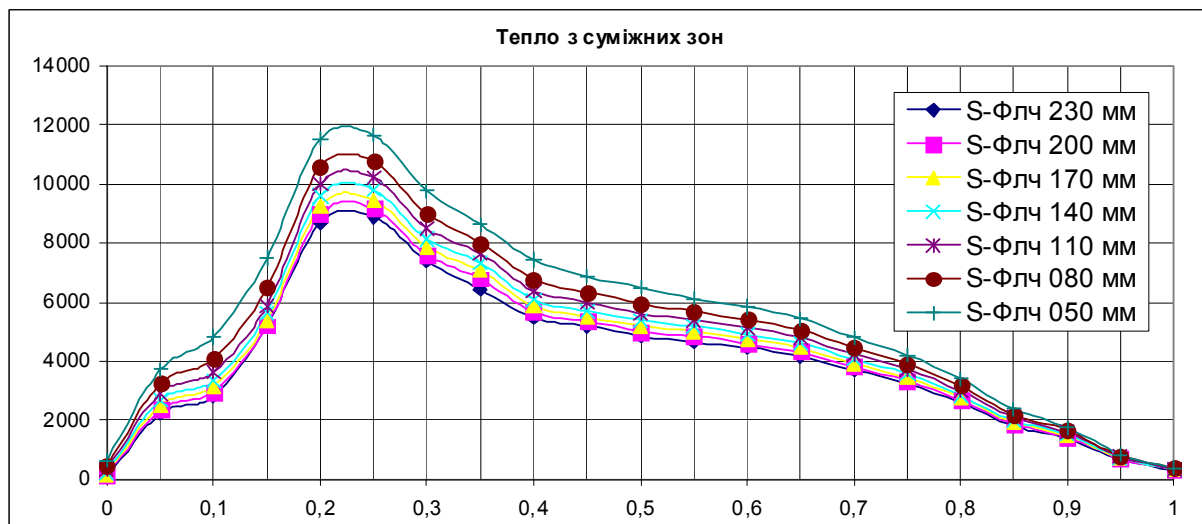


Рисунок 4.27 – Тепловий потік з суміжних зон

При зменшенні товщини футерівки кількість тепла що передається з суміжних зон збільшується. Ці теплові потоки, в загальному балансі тепла що потрапляє на футерівку, Рисунок 4.24, складають близько 5-8 %.

Тепловий потік з суміжних зон при різній продуктивності приведений на Рисунок 4.28

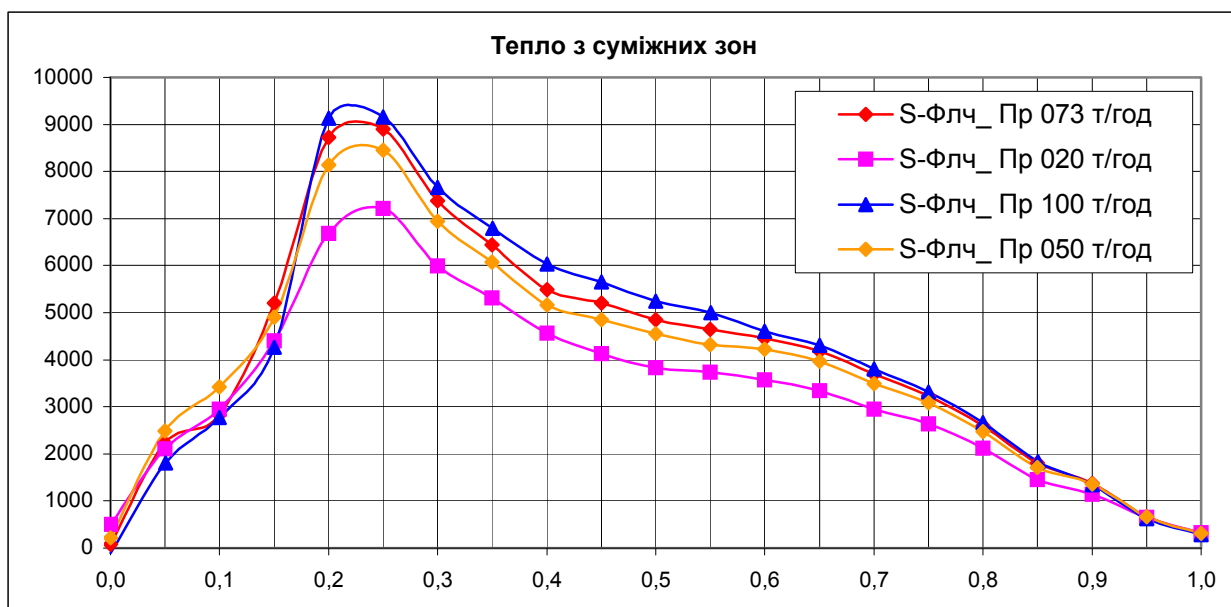


Рисунок 4.28 – Тепловий потік з суміжних зон

При збільшенні продуктивності печі кількість тепла, що передається з суміжних зон, також збільшується.

#### 4.5.2 Піч «сухого» способу виготовлення цементу.

При проведенні числового експерименту в якості вихідних були використані дані – по обертовій цементній печі 4.5x80 м Криворізького цементного заводу продуктивністю 125000 кг/год. Досліджувалась обертова піч 4.5x80м з товщиною футерівки 230, 180, 130, 80 мм, продуктивністю 20, 50, 75, 125, 150 т/год.

Дослідження зміни температури газового потоку, показані на Рисунок 4.29.

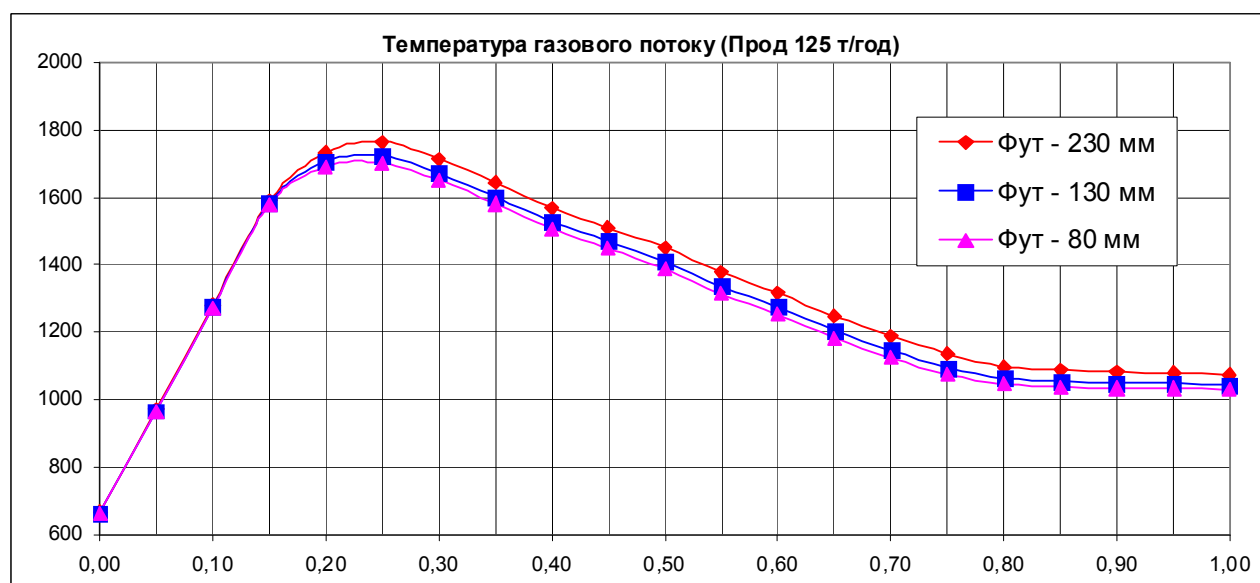


Рисунок 4.29 – Температура газу обертової печі з продуктивністю 125 т/год



В числовому експерименті досліджувалась температура газового потоку печі продуктивністю 125 т/год при зміні товщини футерівки від 230 мм – початок кампанії печі, до 80 мм – кінець кампанії печі. З графіків видно, що по мірі зношення футерівки температура газового потоку зменшується. Максимальна температура становить 1760 °С – при товщині футерівки 230 мм, та 1696 °С – при товщині футерівки 80 мм. Не змінні значення температур на початку печі пояснюються постійною температурою первинного та вторинного повітря яке потрапляє з холодильника.

Результати розрахунку при зміні продуктивності – 15, 20, 50, 73, 100 т/год, та постійній товщині футерівки 230 мм приведені на Рисунок 4.30 – Рисунок 4.15.

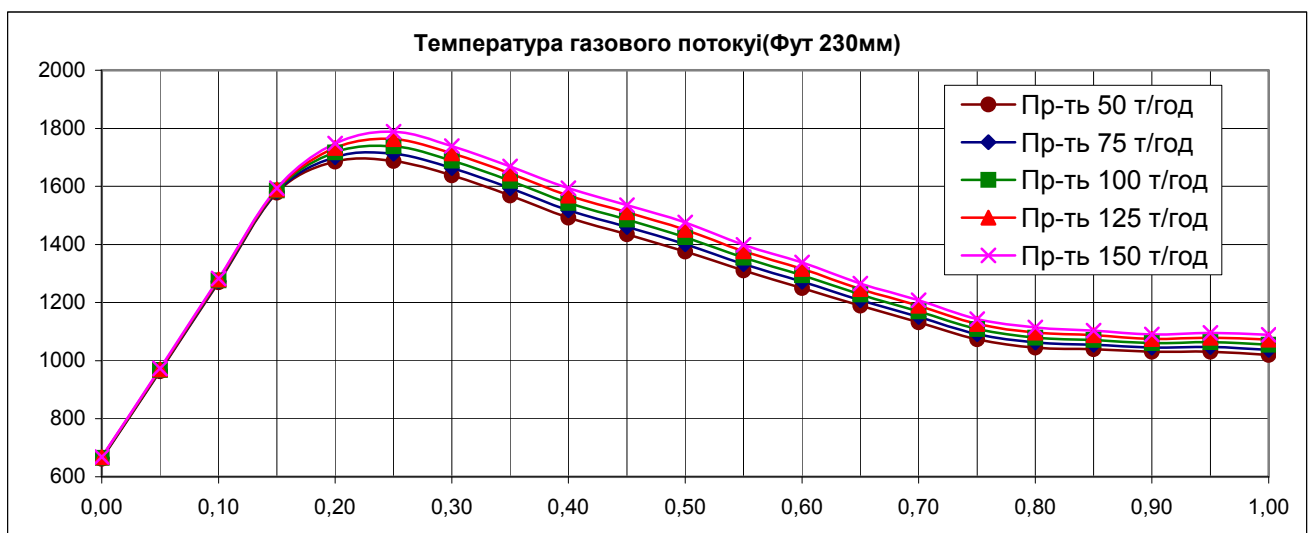


Рисунок 4.30 – Розподіл температур газового потоку при зміні продуктивності

З графіків видно, що температура газового потоку змінюється пропорційно зміні продуктивності. Зі збільшенням продуктивності температура зростає, що пояснюється збільшенням витрат палива, яке використовується для одробки більшої кількості матеріалу.

Температура футерівки, при зміні її товщини та продуктивності 125 т/год приведена на Рисунок 4.31.

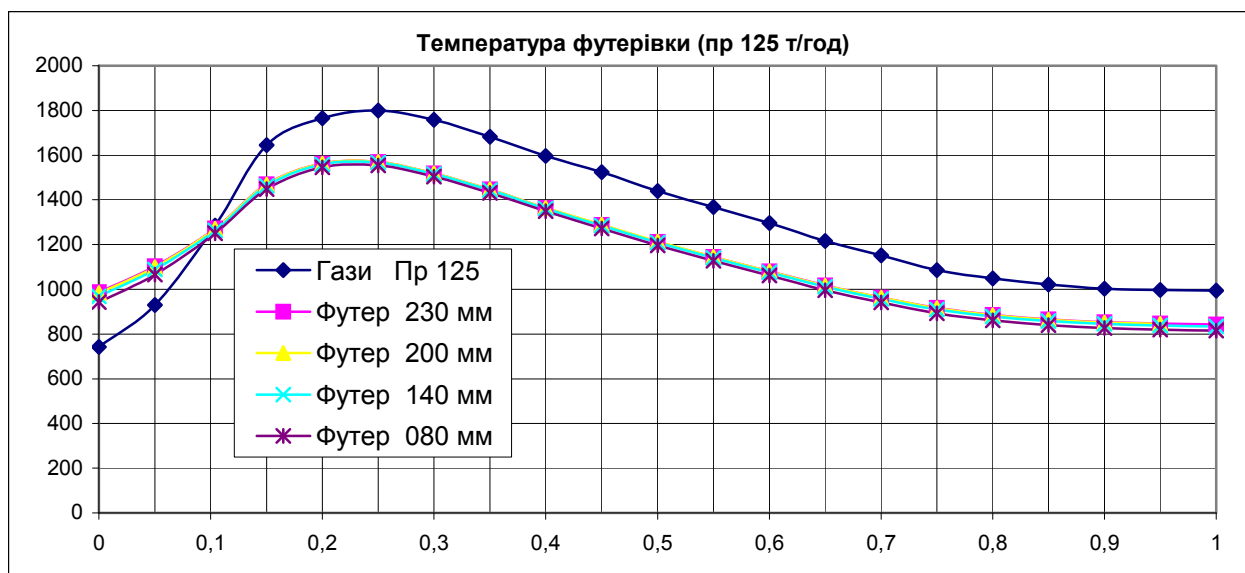


Рисунок 4.31 – Температура футерівки в обертовій печі при зміні товщини футерівки

З графіка видно, що зменшення товщини футерівки, при сталій продуктивності 125 т/год, має незначний вплив на температуру зовнішньої поверхні. Не суттєве зменшення температури, в порівнянні з печами «мокрого» способу пояснюється відмінностями теплообміну в самій печі, а саме винесенням теплових зон підігріву, дегідратації та кальцинування за межі печі, в запічний теплообмінник, відсутністю теплообмінників в середині печі.

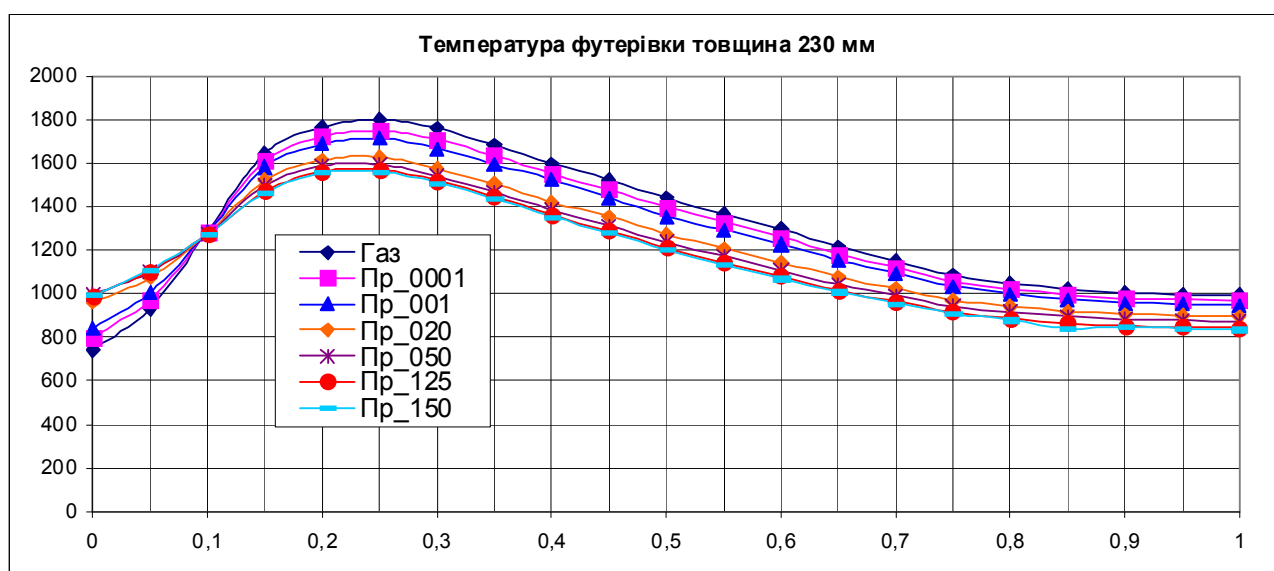


Рисунок 4.32 – Температура футерівки в обертовій печі 4.5x80 м при зміні продуктивності та товщині футерівки 230 мм

З графіків видно, що зміна продуктивності більш суттєво впливає на

температуру внутрішньої поверхні футерівки ніж зміна товщини футерівки. При незначній продуктивності, на початку роботи печі, температура футерівки не суттєво відрізняється від температури газового потоку, по мірі заповнення печі матеріалом до базової продуктивності та вище температура футерівки зменшується так як більша частина тепла передається матеріалу.

Потрібно зауважити, що при «сухому» способі отримання цементу тепловий агрегат складається з обертової печі, та запічних теплообмінників. Тому газовий потік, що відходить з печі, потрапляє в теплообмінники, де відбувається відповідний підігрів сировинних матеріалів. Підігрітий в теплообмінниках матеріал, з температурою 850 – 900 °С потрапляє в піч для подальшої обробки, а газовий потік, що віддав частину тепла матеріалу, відходить з теплообмінників.

Втрати газу при зміні товщини футерівки та продуктивності приведена на Рисунок 4.33.

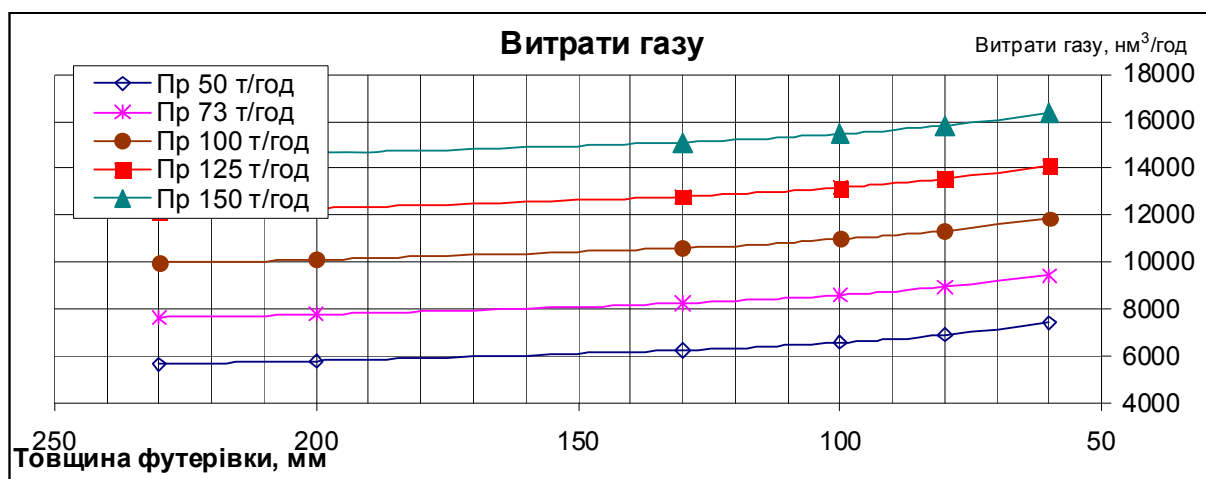


Рисунок 4.33 – Витрати газу

Витрати газу збільшуються при зменшенні товщини футерівки та збільшенні продуктивності печі.

Температура газу, що відходить з печі при зміні товщини футерівки та продуктивності приведена на Рисунок 4.34.

Як видно з наведених даних температура газів, що відходять з печі, на відміну від печей «мокрого» способу, зменшується при зносі футерівки та збільшенню продуктивності. При цьому відповідна кількість тепла потрапляє в запічний теплообмінник. Таким чином обертова піч «сухого» способу виробництва більш ефективно використовує тепло газового потоку.

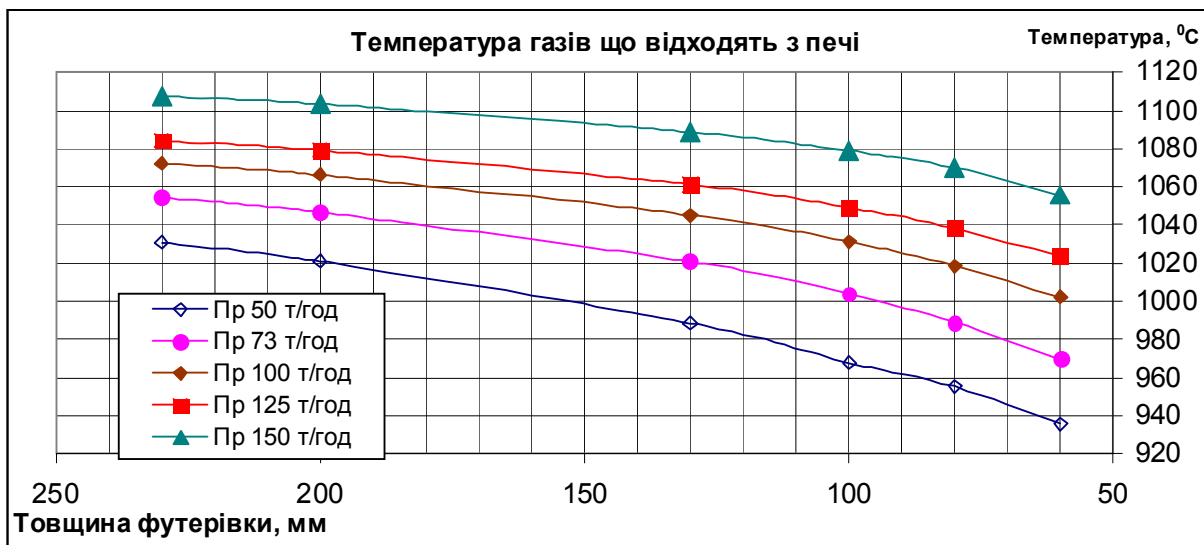


Рисунок 4.34 – Температура газів, що відходять з печі

Зміна температури газу, що відходить з пічного агрегату зміні товщини футерівки та продуктивності приведена на Рисунок 4.35.

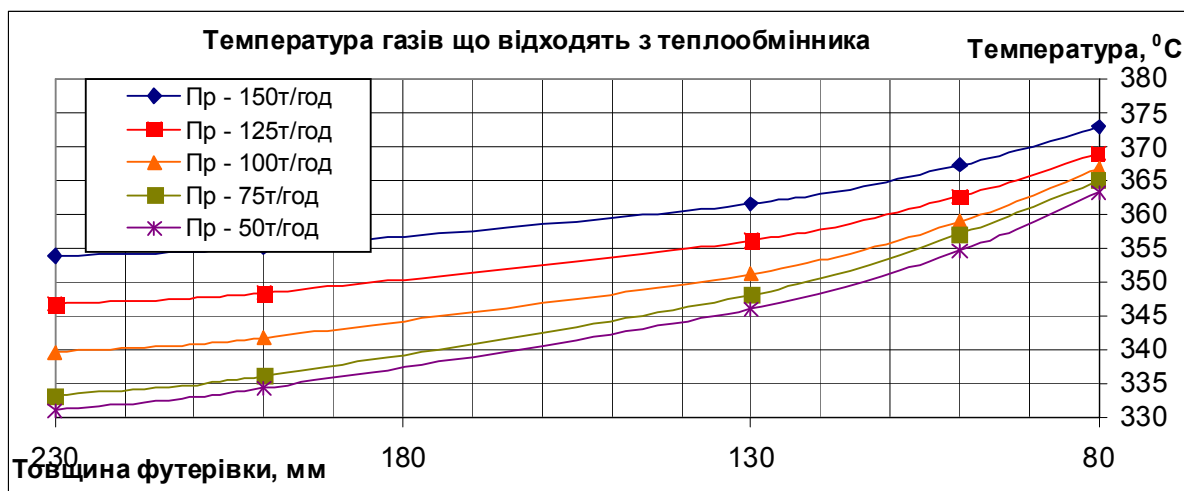


Рисунок 4.35 – Температура газів, що відходять з теплообмінників

Температура газового потоку, що відходить з теплообмінника, збільшується при зменшенні товщини футерівки та при збільшенні продуктивності. Таким чином при зношенні футерівки температура газів, що відходять з обертової печі зменшується, а газів, що відходять з теплообмінника збільшується.

Витрати тепла через корпус в навколишнє середовище та з газами, що відходять із **обертової печі**, в залежності від зносу футерівки, приведені Рисунок 4.36.

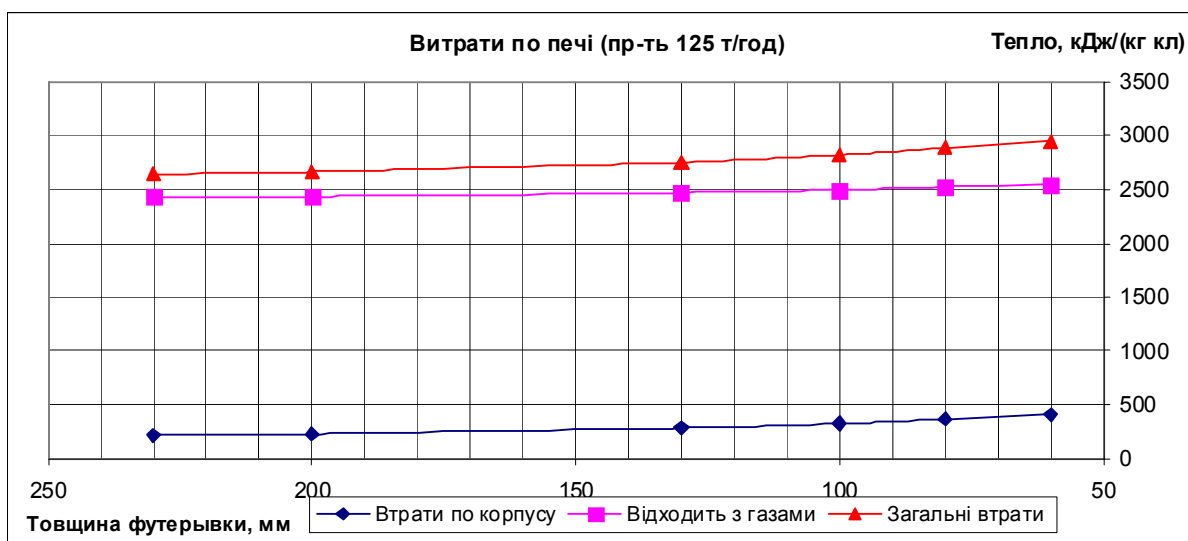


Рисунок 4.36 – Втрати по печі (продуктивність 125 т/год)

По отриманим графікам видно, що значна кількість тепла відходить з газами, які відходять з печі потрапляючи в теплообмінник.

Витрата тепла в навколишнє середовище та з газами, що відходять з обертової печі приведені Рисунок 4.37.

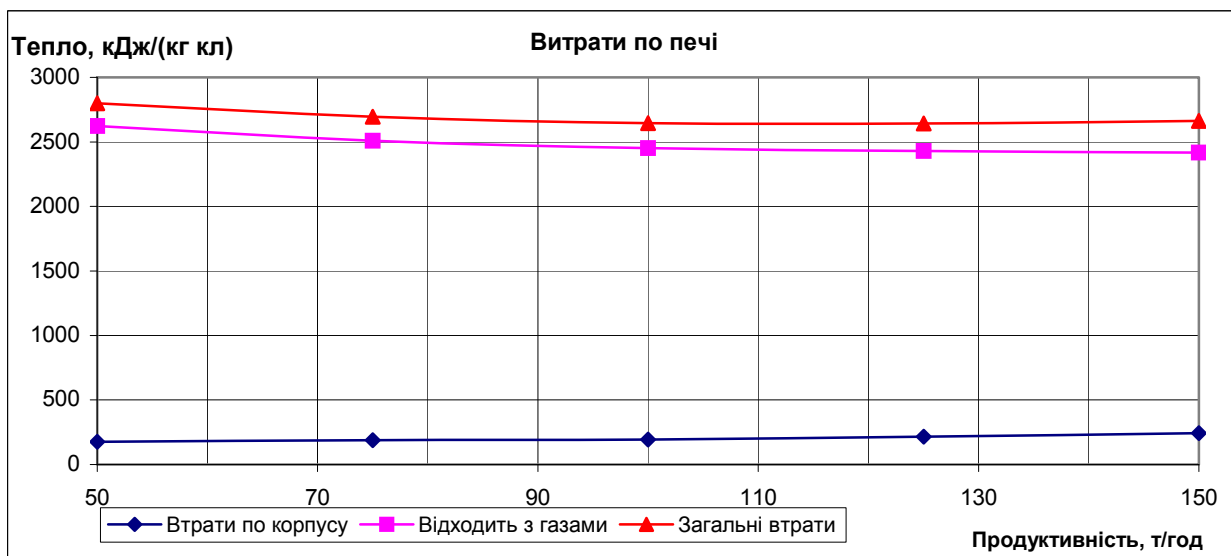


Рисунок 4.37 – Втрати по печі

На графіках приведені витрати тепла по обертовій печі при зміні продуктивності. При збільшенні продуктивності печі кількість тепла з газами, що відходять з печі зменшується, що зумовлене більшими затратами тепла на обробку матеріалу.

Витрата тепла через корпус в навколишнє середовище та із газами, що відходять по **тепловому агрегату**, в залежності від зносу футерівки, приведені Рисунок 4.38.

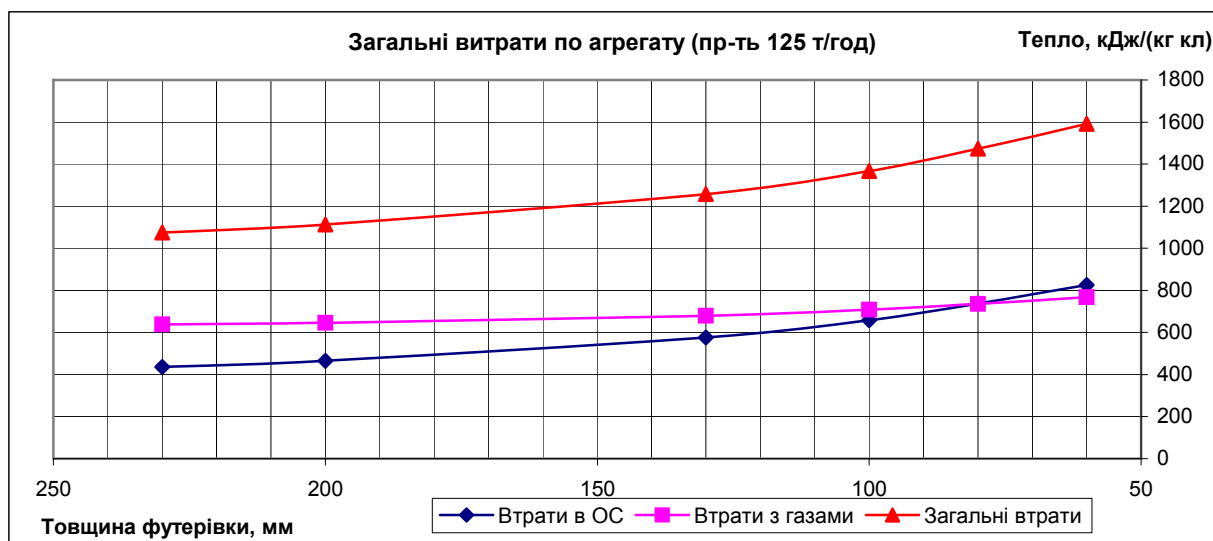


Рисунок 4.38 – Загальні втрати по агрегату (продуктивність 125 т/год)

На графіках показані сумарні втрати тепла, втрати через корпус печі та теплообмінників, і втрати з газами які відходять з теплообмінника. З приведених даних видно, що при зменшенні товщини футерівки загальні втрати збільшуються з 1070 до 1594 кДж/(кг кл). Причому при товщині футерівки 80 мм втрати в навколишнє середовище через корпус та з газами, що відходять рівновеликі.

Витрата тепла в навколишнє середовище та з газами, що відходять по тепловому агрегату приведені Рисунок 4.39.

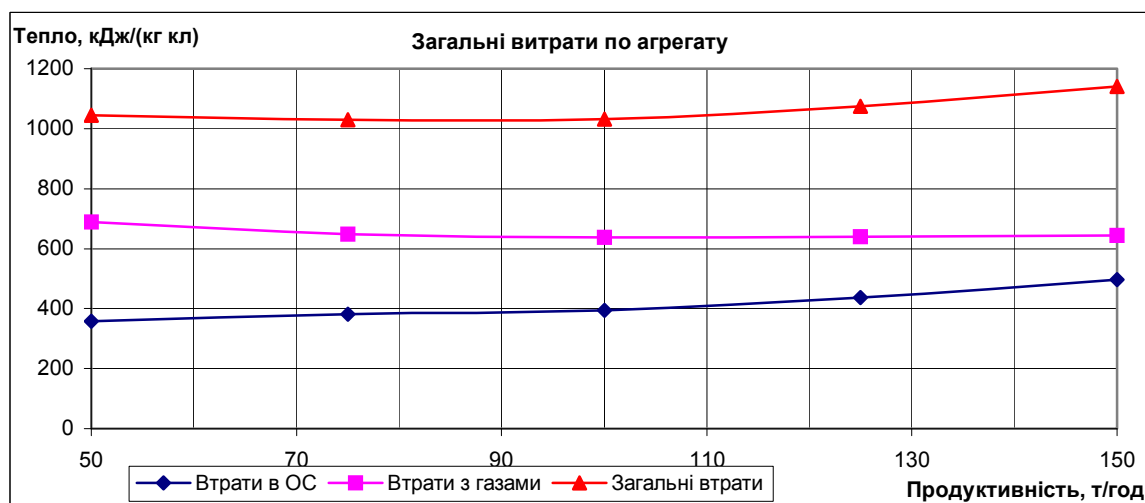


Рисунок 4.39 – Загальні втрати по агрегату

Зі збільшенням продуктивності загальні втрати тепла збільшуються за рахунок збільшення витрат в навколишнє середовище. При цьому кількість тепла, що втрачається з газами, що відходять з теплообмінника змінюється не суттєво.

Теплові потоки в обертовій печі при продуктивності 125т/год та товщині

футерівки 230 мм та 80 мм приведені Рисунок 4.40 – Рисунок 4.41.

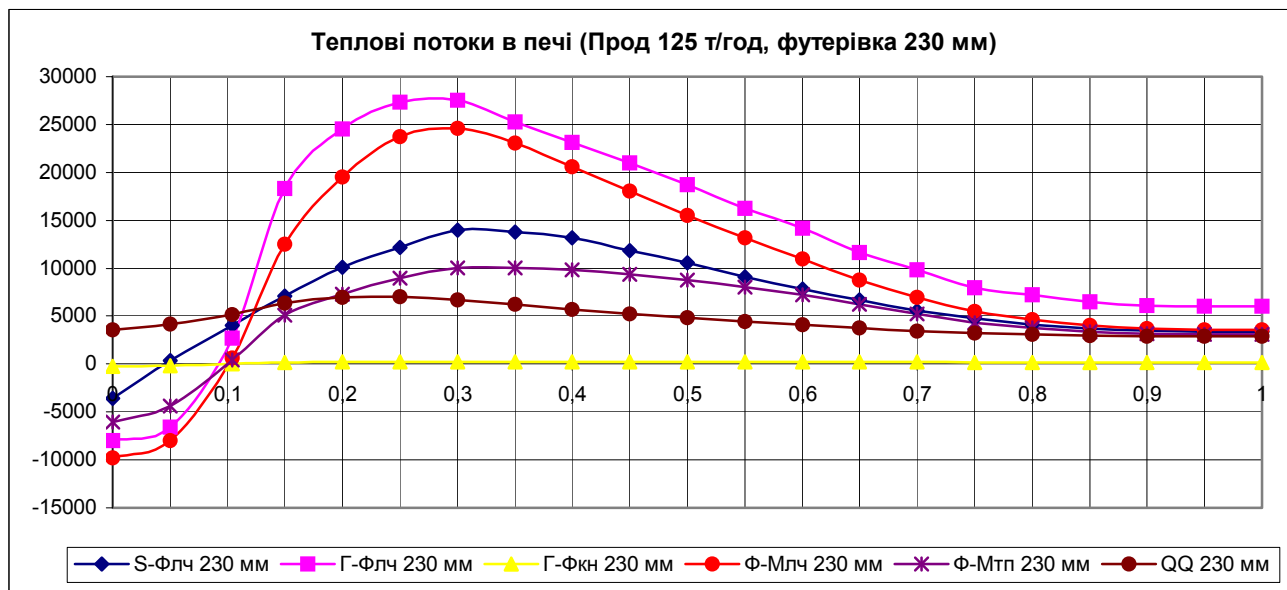


Рисунок 4.40 – Теплові потоки в печі (пр-ть 125 т/год, футерівка 230 мм)

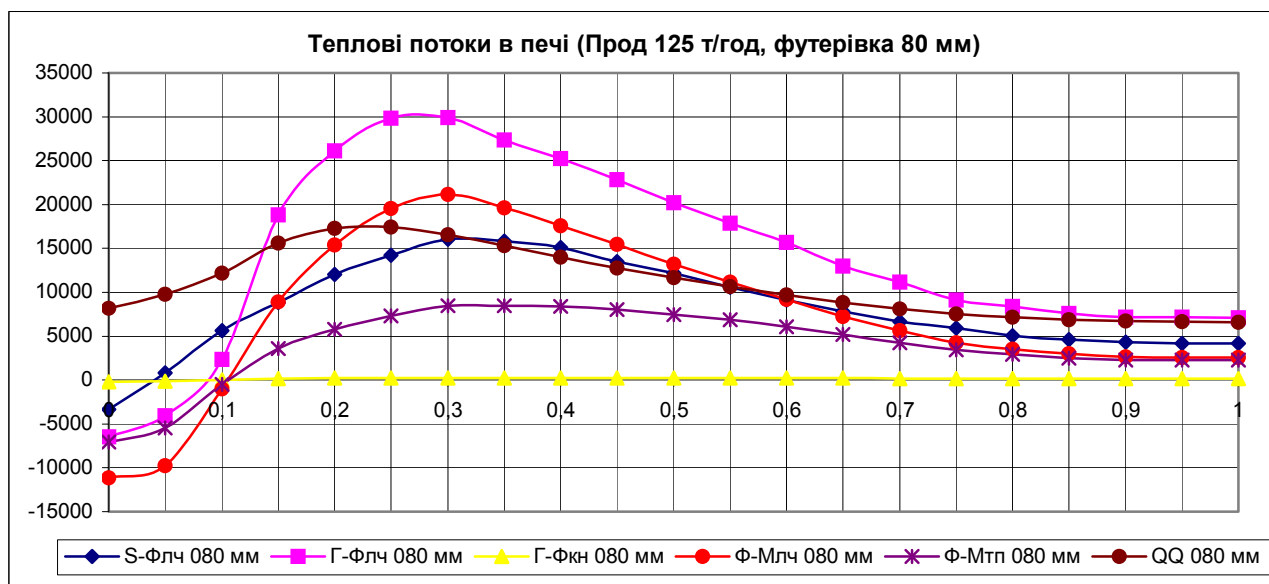


Рисунок 4.41 – Теплові потоки в печі (пр-ть 125 т/год, футерівка 80 мм)

На графіках приведені теплові потоки в робочому просторі обертової печі. З графіків видно, що максимальна кількість тепла отримує футерівка від газового потоку за рахунок радіаційного теплообміну. При зношуванні футерівки ця складова збільшується. Причому значна кількість тепла передається матеріалу радіаційного теплообміну. При зношуванні футерівки зменшується. Теплопровідністю матеріалу передається менший відсоток тепла. Незначна кількість тепла футерівка отримує за рахунок конвективного теплообміну від газового потоку. В зонах охолодження та спікання (на ділянці неповного згорання палива) тепло до футерівки потрапляє го-

ловним чином із суміжних зон та від матеріалу, який має температуру 1300–1100 °С.

На Рисунок 4.42 приведені результати розрахунку теплового потоку через корпус печі при зміні товщини футерівки. Продуктивність печі становить 125 т/год.

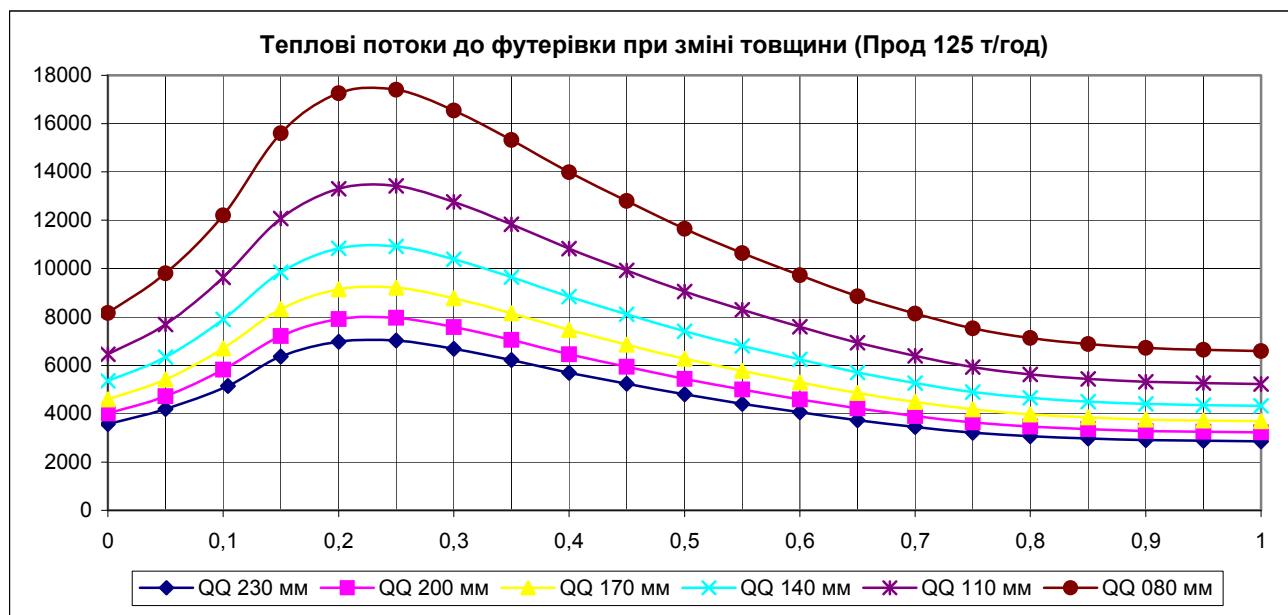


Рисунок 4.42 – Зміна теплових потоків до футерівки (пр-ть 125 т/год)

Тепловий потік спрямований до футерівки печі визначається по (4.2). З графіків видно, що товщина футерівки суттєво впливає на його величину. Максимальне значення при 230 мм становить – 7024 Вт/м<sup>2</sup>, при 80 мм – 17407 Вт/м<sup>2</sup>. Що пояснюється зменшенням теплового опору стінки печі.

В залежності від продуктивності, при товщині футерівки 230 мм дані приведені на Рисунок 4.43

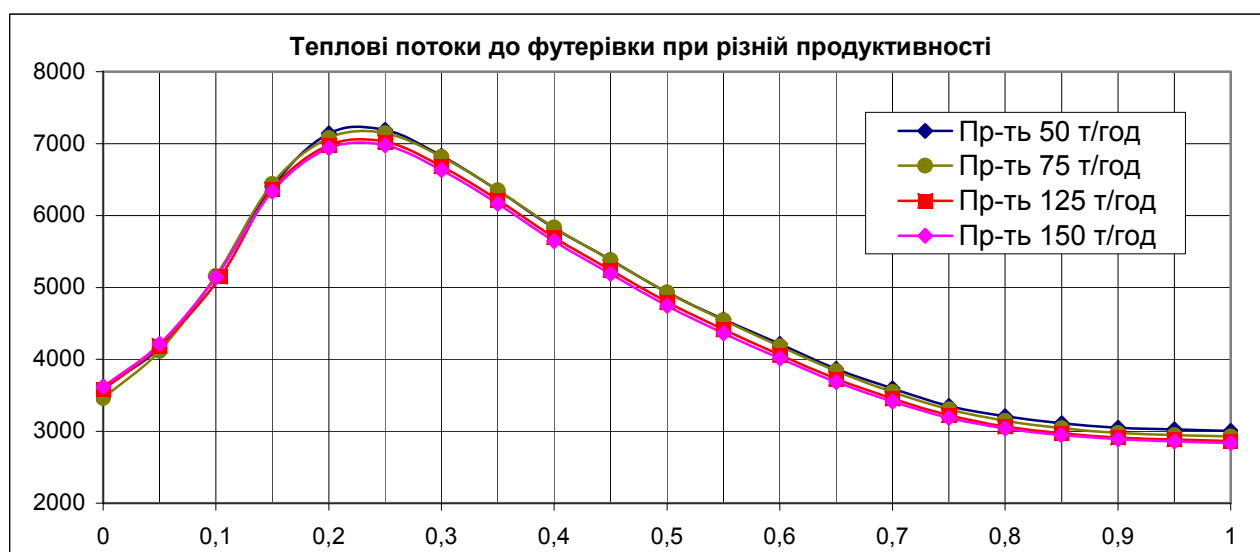


Рисунок 4.43 – Зміна теплового потоку при різних продуктивності



Зміна продуктивності не суттєво впливає на зміну теплового потоку. При продуктивності 50 т/год він становить 6978 Вт/м<sup>2</sup>, при 150 т/год – 7145 Вт/м<sup>2</sup>.

Тепловий потік з суміжних зон при зносі футерівки та зміні продуктивності печі приведений на Рисунок 4.44–Рисунок 4.45.

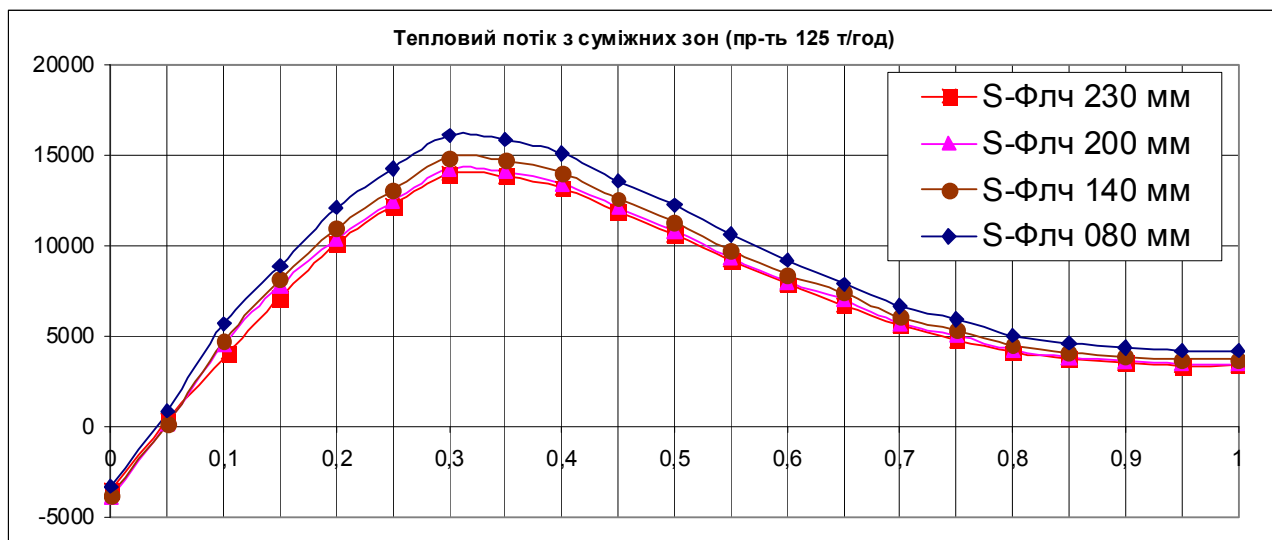


Рисунок 4.44 – Тепловий потік з суміжних зон при зносі футерівки

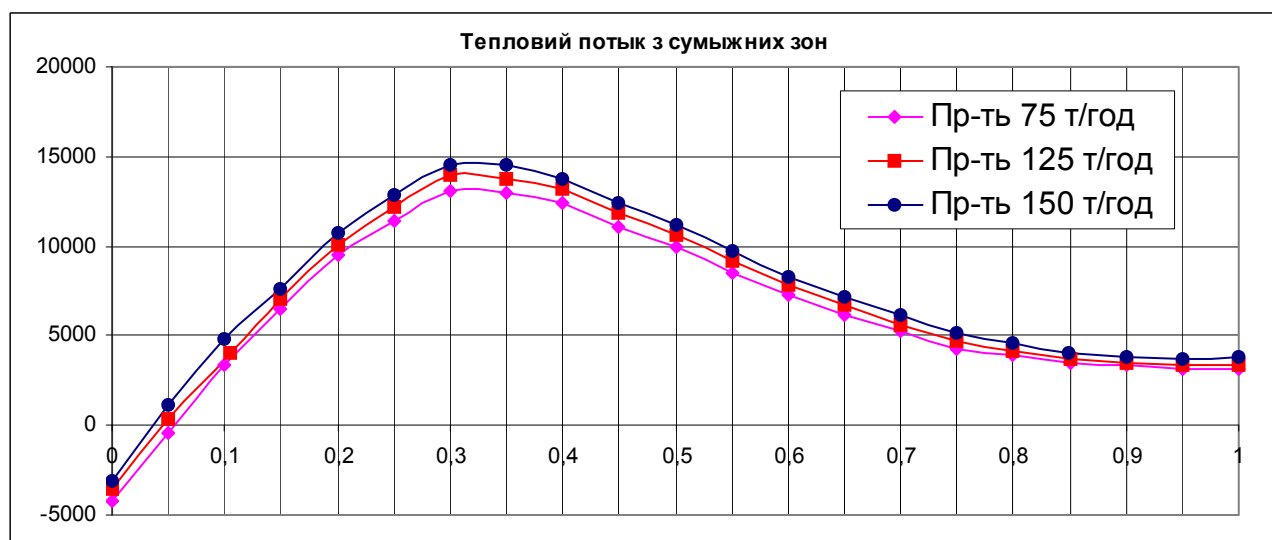


Рисунок 4.45 – Тепловий потік з суміжних зон при різних продуктивності

Значення теплового потоку із суміжних зон печі залежить головним чином від температури газового потоку. При зміні товщини футерівки, 230 мм становить (по максимуму) 14199 Вт/м<sup>2</sup>, при 80 мм – 16074 Вт/м<sup>2</sup>, тобто 13,2 %. При зміні продуктивності для 75 т/год – 13122 Вт/м<sup>2</sup>, 150 т/год – 14570 Вт/м<sup>2</sup>.

Результати розрахунків температури корпусу печі, при товщині вогнетривкої цегли 230, 160, 80 мм приведені на Рисунок 4.46 – Рисунок 4.47.



Рисунок 4.46 – Температура корпусу та внутрішньої поверхні футерівки

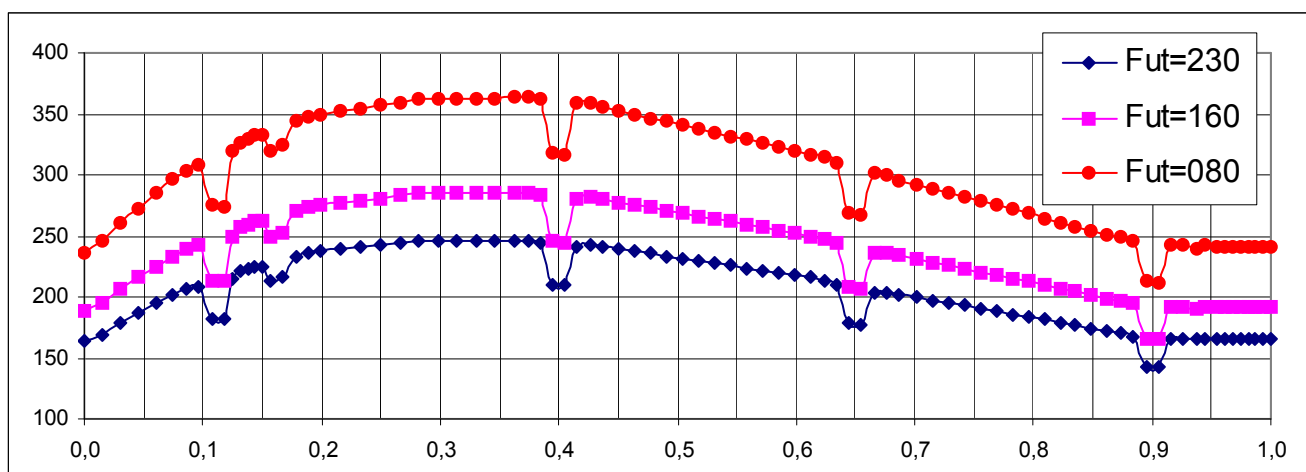


Рисунок 4.47 – Температура корпусу при зношуванні футерівки.

Із графіків видно, що температура корпусу змінюється від 190 °С у зонах охолодження й екзотермічних реакцій до 270 °С у зоні спікання, при зносі футерівки до 80мм змінюється від 300 °С у зонах охолодження й екзотермічних реакцій до 450 °С у зоні спікання. Деяке зниження температури спостерігається в зоні установки бандажів і вінцевої шестірні за рахунок більш інтенсивного охолодження. Спостерігаються незначні зміни на графіку температур у зоні встановлення підбандажних обичайок.

#### 4.6 Можливості використання сланцевого газу

Сланцевий газ це один з багатьох напрямків розвитку альтернативної енергетики XXI століття, які будуть все більш розвиватися у міру виснаження і подорож-

чання традиційних енергоресурсів - природного газу, нафти, вугілля. Актуальність питання полягає в тому що в Україні тільки на виробництво цементу щорічно витрачається 1,5–2 млн тонн умовного палива. Причому в особливо енергоємних печах «мокрого» способу, які становлять 85–90 % від всього парку обертових печей в цій галузі. Тому представляє інтерес вивчення питання про можливість використання сланцевого газу для обертових печей цієї галузі промисловості, та визначити умови теплової роботи обертових печей для обпалу цементу і порівняти можливості їх застосування при використанні природного та сланцевого газу.

Природа формування природного і сланцевого газу різна, тому їх хімічний склад відрізняється. Зазвичай природний газ має до 98 % метану, та є досить однорідним по своєму складу. Сланцевий газ, через низьку проникність порід, має неоднорідну насичуваність газами. Тому такий газ в кожному із родовищ, і навіть у конкретному місці родовища зазвичай має свої властивості та інший хімічний склад. Приблизний хімічний склад сланцевого газу [275–279] та природного газу Дашавського родовища приведений на Рисунок 4.48. У розрахунках враховувалося, що при роботі печі вогнетривка цегла, з якої складається футерівка, зношується, і її висота зменшується в процесі роботи печі від 230мм до 80мм.

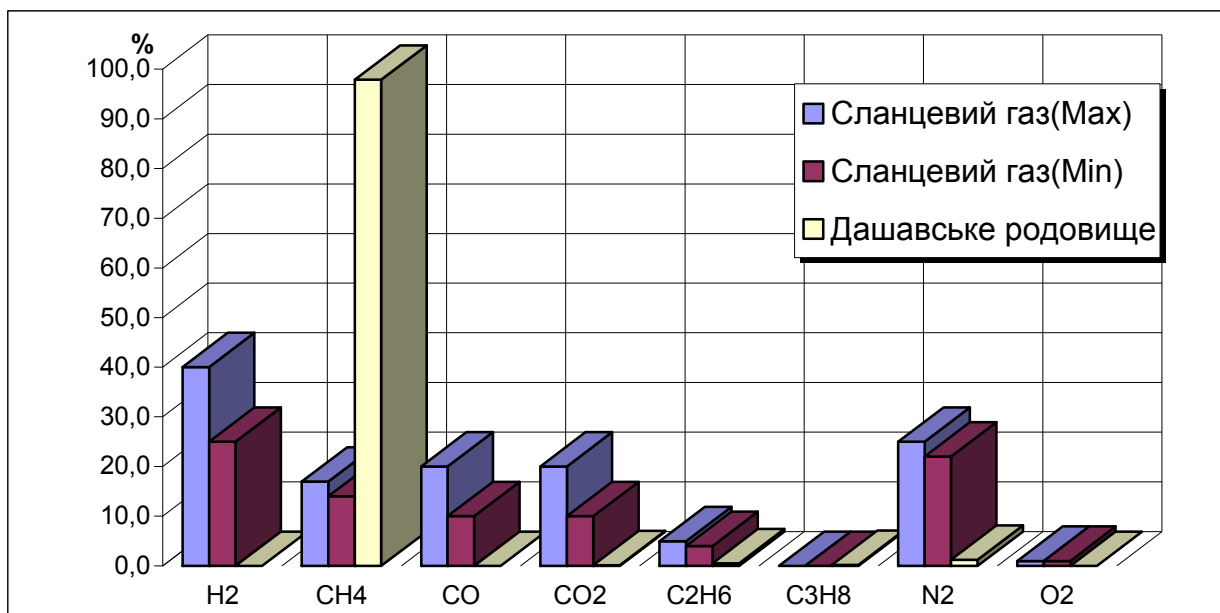


Рисунок 4.48 – Хімічний склад газів

Згідно з розрахунками [277] витрата повітря для горіння складає – 11,02 нм<sup>3</sup>/(нм<sup>3</sup> газу) для природного, і 3,23 нм<sup>3</sup>/(нм<sup>3</sup> газу) для сланцевого газів. Визначена теплота згоряння палива, що становить 35530 кДж/нм<sup>3</sup> для природного, і

13123 кДж/нм<sup>3</sup> для сланцевого газу.

На Рисунок 4.49 показана залежність витрати природного і сланцевого газів (показано в нм<sup>3</sup>/год) залежно від ступеня зносу футерівки.

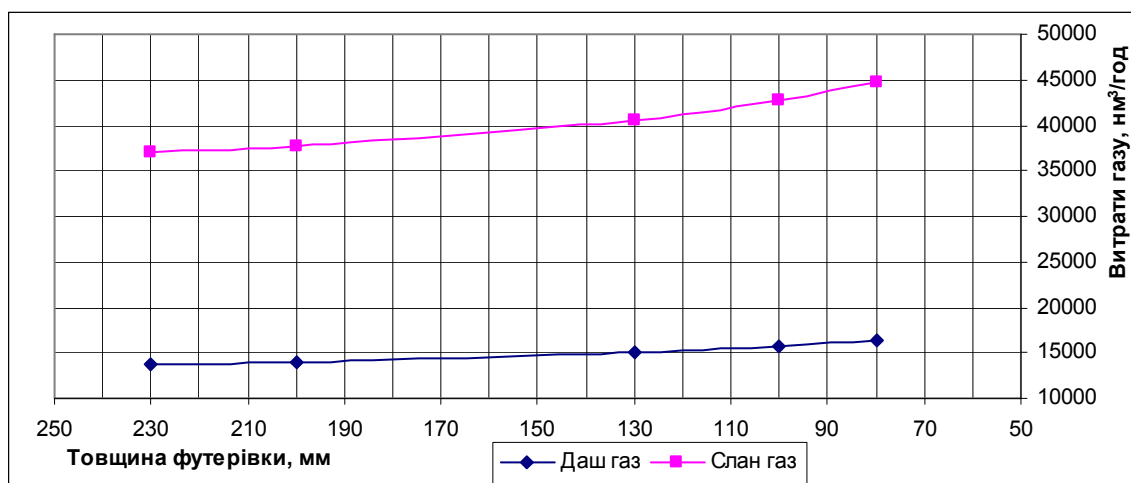


Рисунок 4.49 – Витрати газу

З графіків видно, що витрата сланцевого газу істотно вище і знаходиться в інтервалі 37000 нм<sup>3</sup>/год–44718 нм<sup>3</sup>/год. Природного газу відповідно 13820 нм<sup>3</sup>/год 16328 нм<sup>3</sup>/год. Тобто в 2,68–2,74 рази вище. Підвищене споживання сланцевого газу пояснюється його низькою теплотворною здатністю, яка, згідно з розрахунками для даного хімічного складу в 2,7 разу нижче ніж у природного газу.

Числові значення з розподілу температур газового потоку уздовж печі, наведені на Рисунок 4.50.

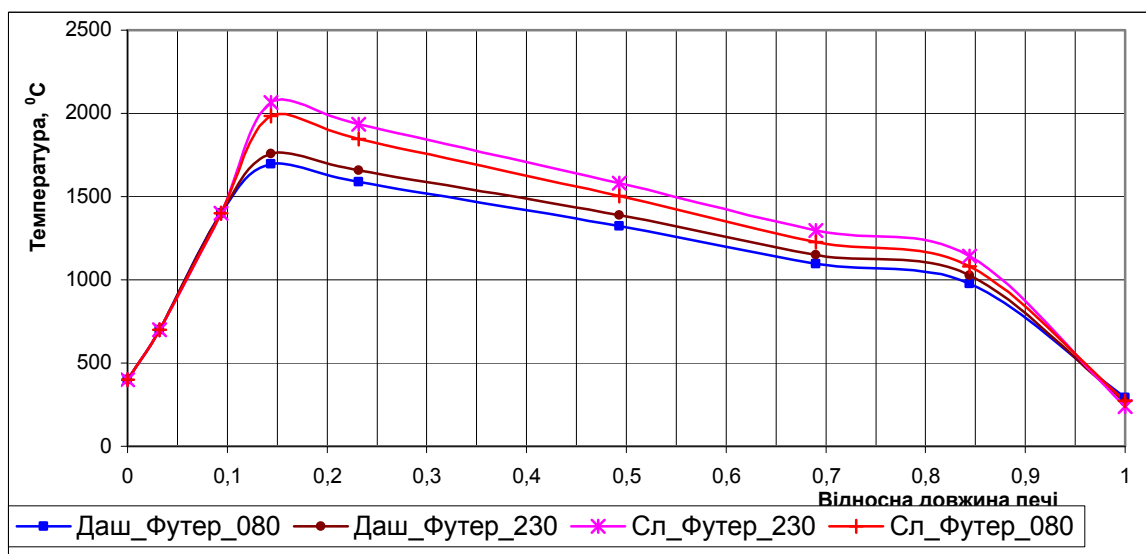


Рисунок 4.50 – Температура газового потоку

Як слідує з наведених даних максимальне значення температура газового потоку, в зоні спікання печі, при використанні природного газу, становить 1700 °С і 1760 °С при зносі футерівки. Для сланцевого газу відповідно 1980 °С і 2060 °С. Спостерігається локальне підвищення температури у високотемпературних зонах печі. Це є позитивним фактором, так як клінкер приводиться до його пікової температури за рахунок інтенсивного променистого теплообміну, що дає можливість збільшувати продуктивність печі.

На Рисунок 4.51 показана температура внутрішньої поверхні футерівки печі (без урахування обмазки).

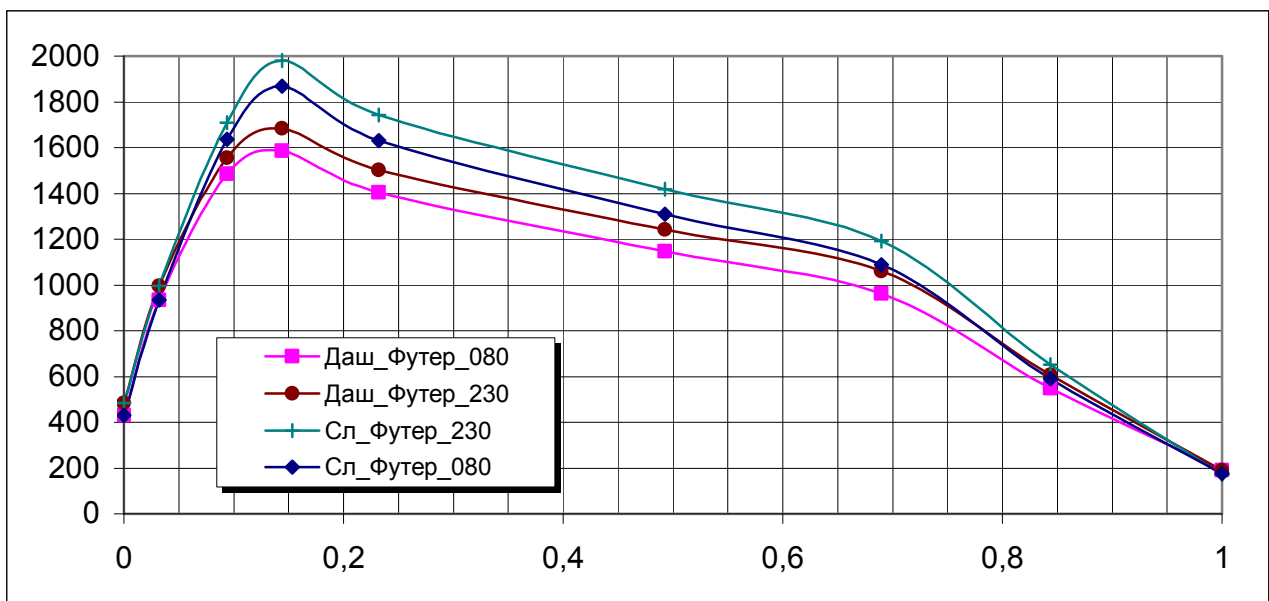


Рисунок 4.51 – Температура вогнетриву

Як видно з графіків максимальна температура, без зносу футерівки становить 1584 °С, а при зносі до 80мм - 1685 °С для природного, та відповідно 1867 °С і 1980 °С для сланцевого газу. Таким чином температура внутрішньої поверхні футерівки підвищується на 280 °С – 295 °С. Слідую зазначити, що зазвичай, при в зоні спікання утворюється захисна обмазка, яка не врахована в розрахунках. Таким чином в даному розрахунку моделюється ситуація, яка виникає на початку роботи печі.

Результати розрахунку температури корпусу печі відносно довжини печі наведено на Рисунок 4.52.

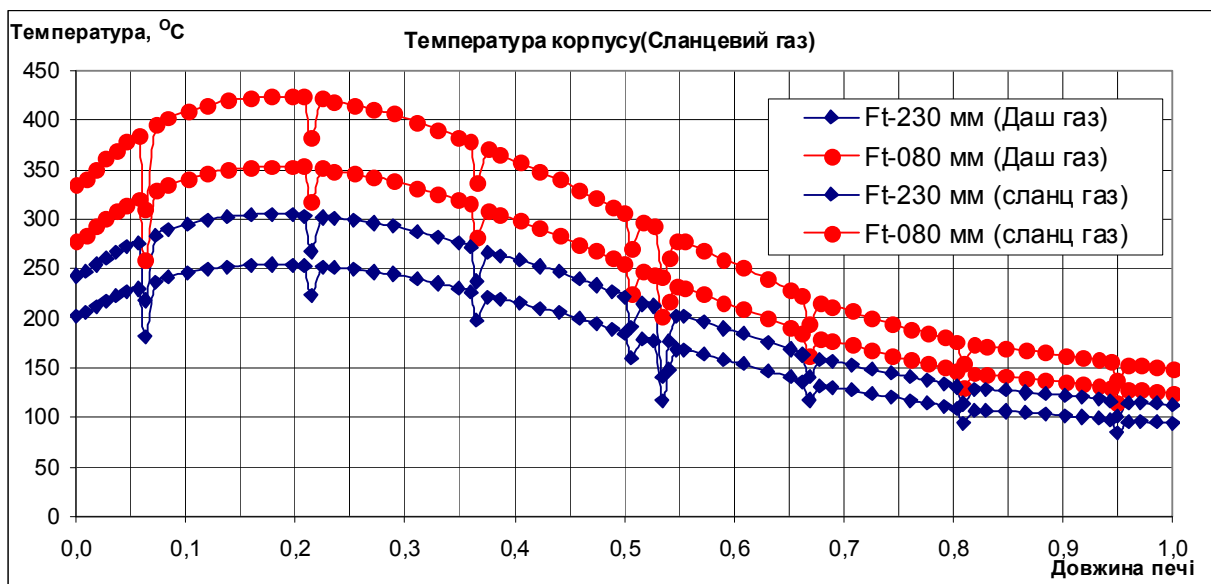


Рисунок 4.52 – Температура корпусу

З даних, наведених на графіках слідує, що при використанні сланцевого газу температура корпусу печі на ділянці зони спікання підвищується на 35 °C–55 °C та становить 247 °C для природного та 305 °C для сланцевого газу на початку кампанії печі, і відповідно 352 °C і 427 °C в кінці кампанії (при зносі футерування до 80 мм).

На Рисунок 4.53 приведені витрати палива при зміні товщини футерівки при використанні Дашавського та сланцевого газу.

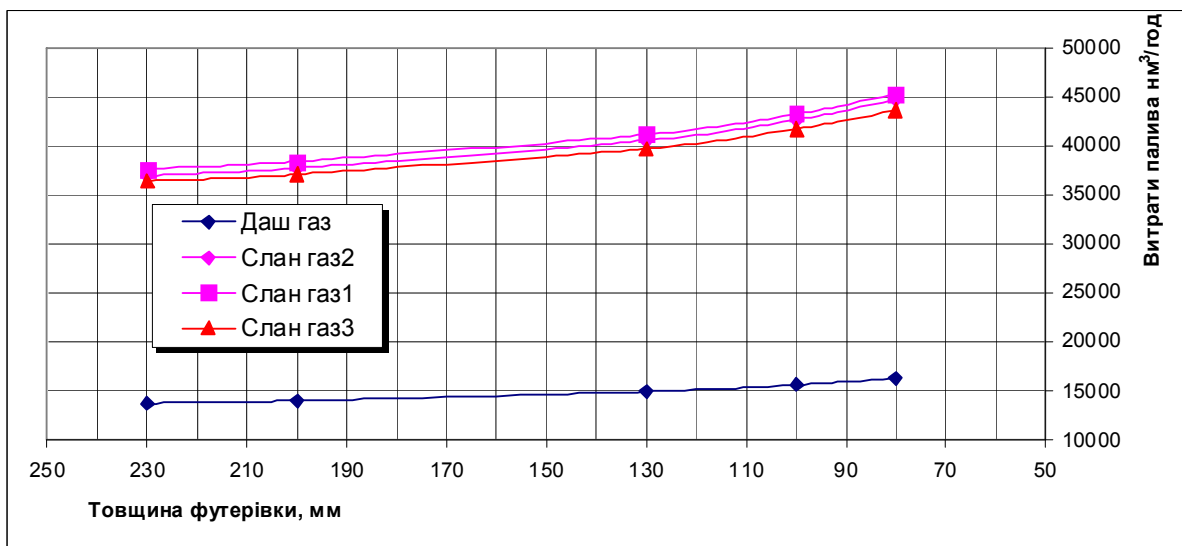


Рисунок 4.53 – Витрати тепла

Витрати палива пояснюються низькою тепловою спроможністю палива. Для Дашавського 35529.97 кДж/нм³ проти 13123.16 кДж/нм³ сланцевого газу.

Також досліджувався вплив хімічного складу газів і ступінь зносу футерівки на

температуру газів, що відходять, при постійній продуктивності печі. Результати розрахунку наведено на Рисунок 4.54 відносно зносу футерівки.

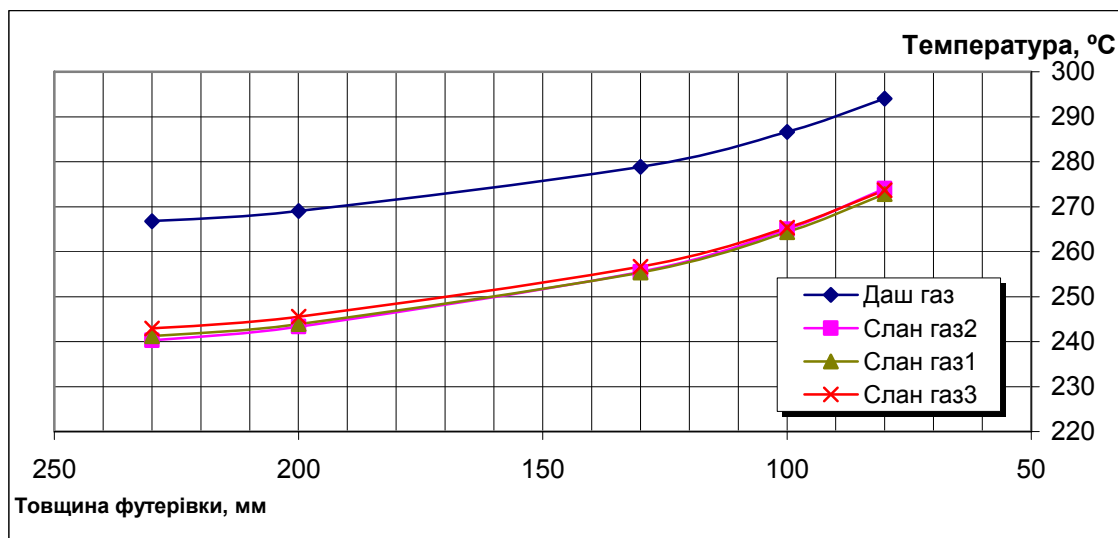


Рисунок 4.54 – Температура газів що відходять

Як видно з наведених даних при зношенні футерівки температура відхідних газів зростає по нелінійному закону, що викликано збільшенням витрати палива. Для природного газу вона становить 270 °C при товщині футерівки 230мм і 295 °C при товщині 80мм. Тепло, що додатково отримано при постійній продуктивності, витрачається в навколишнє середовище через корпус печі і з газами, що відходять.

При використанні сланцевого газу температура газів, що відходять, має значення 240 °C і 274 °C. Таким чином при використанні сланцевого газу температура газів що відходять зменшилася на 20 °C – 30 °C. Зменшення температури для сланцевого газу пояснюється його низькою теплотою згорання, інтенсивним використанням тепла в зоні випаровування обертової печі, і суттєво меншою кількістю повітря необхідного для горіння. Для сланцевого газу 2,43 нм<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> газу), для Дашавського газу 11,02 нм<sup>3</sup>/(м<sup>3</sup> газу).

Загальні втрати тепла кДж/(кг кл), через корпус і з газами, що відходять, відносно зносу футерівки, наведено на Рисунок 4.56.

З графіків видно, що при використанні природного газу вони змінюються від 2330 кДж/(кг кл) до 3660 кДж/(кг кл). Для сланцевого газу від 2149 кДж/(кг кл) до 3576 кДж/(кг кл). Таким чином, використання сланцевого газу сприяє зменшенню втрати тепла в навколишнє середовище, що пояснюється меншою кількістю повітря, яке необхідне для горіння палива.

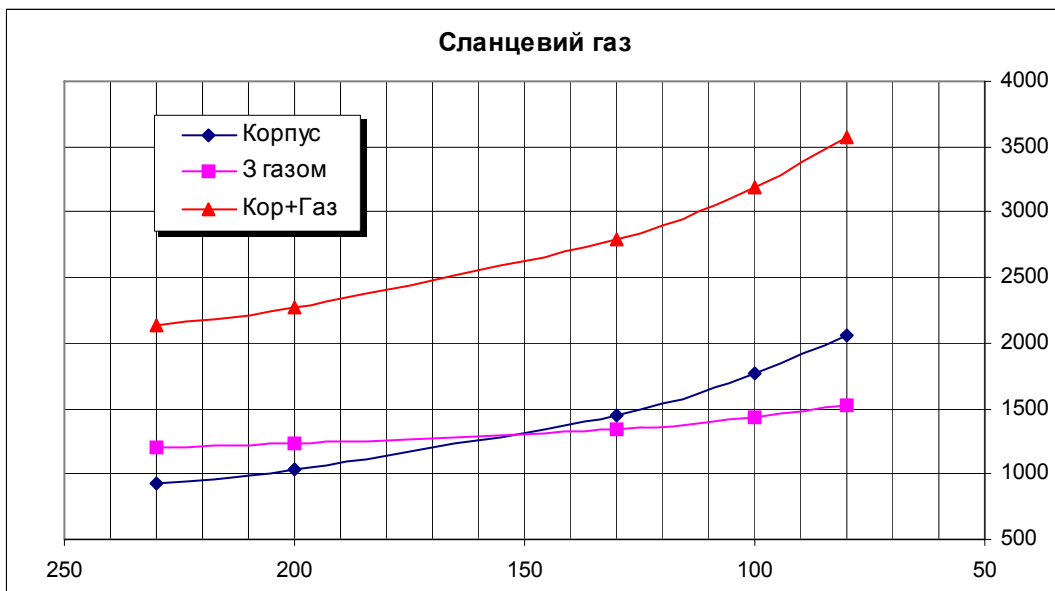
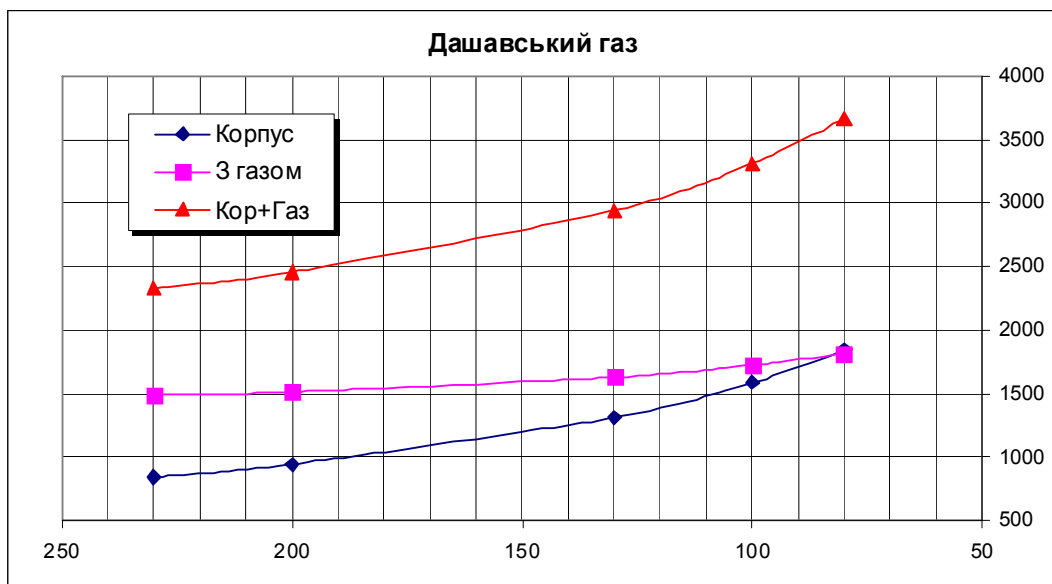


Рисунок 4.55 – Складові загальних втрат Дашавського та сланцевого газів

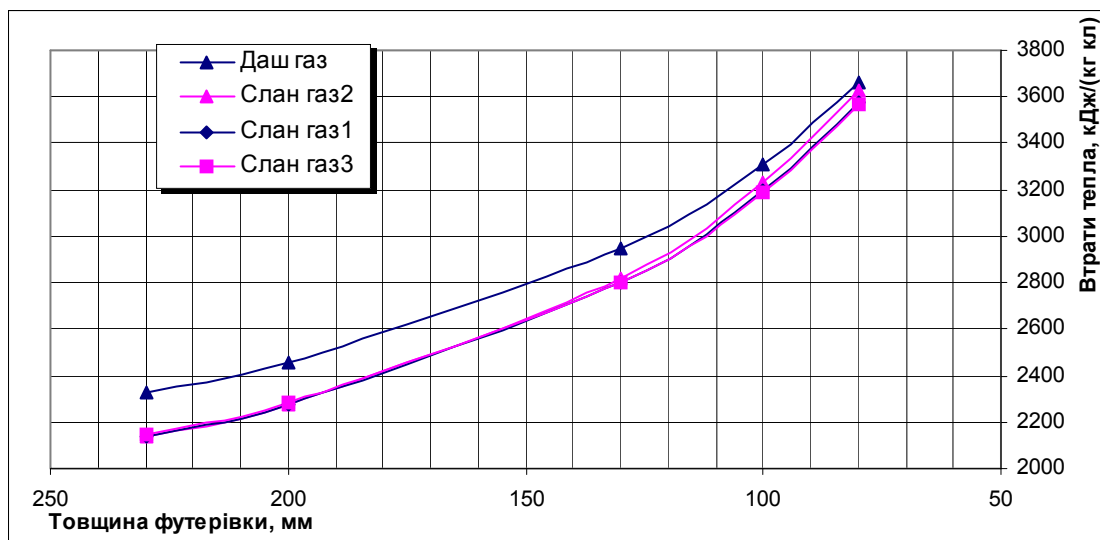


Рисунок 4.56 – Загальні втрати тепла



Таким чином у випадку використання сланцевого газу необхідно враховувати наступні відмінності при його застосуванні.

1. При використанні сланцевого газу істотно збільшується кількість палива, яке спалюється (в 2.6 – 2.8 раз), що пояснюється його низькою теплотворною здатністю. Це вимагає встановлення двох, або навіть трьох пальників у пічному агрегаті.

2. Підвищується температура газового потоку в робочому просторі печі. Це є позитивним фактором для випалу клінкеру, але потребує вибору типу відповідного вогнетриву який відповідає експлуатаційним характеристикам і витримує більш високі температури (вище на 300 °C).

3. Температура корпусу печі підвищується на 35-55 °C. Зменшити температура корпусу можливо, при використанні типових вогнетривів, за рахунок введення додаткової теплоізоляції.

4. Подача вторинного повітря. В даний час в обертових цементних печах ефективно використовується підігрів вторинного повітря. При використанні сланцевого газу цей фактор не суттєво позначиться на зменшенні витрат газу так як споживання повітря в 3-4 рази менше. Тому необхідне переналагодження холодильника, вентиляторів та повітроводів що використовуються в технологічній схемі.

Отже, відмінність в хімічному складі природного та сланцевого газів створює проблеми в його використанні для діючих обертових печей, які зазвичай розраховані на використання конкретного природного газу. Тому його безпосереднє застосування потребує заміни апаратів або вузлів в конструкції машин. Іншим варіантом є створення комбінованого газу з чітко визначеним хімічним складом за рахунок перемішування сланцевого та природного газів.

#### **4.7 Висновки по розділу 4**

1. Побудована концептуальна математична модель технологічної системи для моделювання теплових процесів в обертових печах при виробництві цементу.

2. Основою для розробки математичної моделі є математичний опис складових теплових процесів, що протікають усередині печі, при застосованні фундаментальних фізичних законів, або достатньо адекватних емпіричних формул, та відображає

найважливіші характерні особливості процесів складного теплообміну і реальних агрегатів.

3. Загальний комплекс математичних моделей досить універсальний, дозволяє досліджувати більшість процесів, що протікають в печі при термообробці. Ряд технологічних, конструктивних та інших факторів можливо змінювати та застосовувати його як базовий комплекс для моделювання широкого кола процесів термообробки в обертових печах барабанного типу.

4. Розроблена математична модель та алгоритми розрахунку дають можливість вирішувати проблеми вдосконалення технологій з метою пошуку раціональних конструктивних рішень, технологічних режимів і забезпечення стабільної роботи технологічного обладнання при цих режимах. Ці рішення, відносно відомих, мають наступні особливості:

1. Для побудови математичної моделі теплових процесів в випалювальних печах піч розглядалася як сукупність областей, що визначені енергетичними зонами, які умовно розглядаються як фрагменти. Фрагменти, в свою чергу, розділені на елементи, що дозволило більш чітко сформулювати математичну постановку задачі моделювання та зменшити похибку в обчисленнях зональних температур та теплових потоків.
2. Синтез нелінійних аналітичних та числових методів дозволяє комплексно описувати найбільш істотні процеси, що відбуваються в печі. Це дає змогу чисельно визначити такі важливі параметри як температуру газу, що відходить та втрати тепла в навколишнє середовище з врахуванням можливої зміни товщини футерівки, продуктивності та інших факторів.
3. Запропоновано алгоритм розрахунку з врахуванням теплових потоків з суміжних зон для моделювання теплової роботи печі зональним методом. Використаний розрахунок теплообміну випромінюванням оснований на застосуванні геометричних та узагальнених кутових коефіцієнтів випромінювання.
4. На основі закономірностей теплообміну отримані аналітичні залежності для визначення загального теплового потоку через футерівку. Це дає

можливість досліджувати структуру та напружено - деформований стан вогнетривів футерівки печі, звільнивши математичну моделі від грубих припущень з одночасним спрощенням математичного апарату і скороченням обсягу обчислень.

5. Порівняльні дослідження результатів числового моделювання показали, що запропонована модель має властивість апроксимації і стійкості, а сумарна похибка моделювання не перевищує 8% по температурі газів, і 5% відносно витрати палива.

6. В результаті проведених в дисертації досліджень вперше виконана класифікація теплових потоків, що дає змогу враховувати теплообмін між усіма зонами обертової печі та детально аналізувати взаємодію та вплив і значення різних факторів на умови роботи теплового агрегату.

7. Дослідженні можливостей використання сланцевого газу та встановлена специфіка переналаштування обертової печі та системи подачі і використання палива.

## **5 РОЗРАХУНОК НДС ОБЕРТОВИХ ПЕЧЕЙ З ВРАХУВАННЯМ ТЕРМОСИЛОВИХ НАВАНТАЖЕНЬ**

В даному розділі розглядається НДС конструкції обертової печі в яких система розглядається у взаємозв'язку та взаємозалежності з вихідними даними, та конструктивними елементами в синтезованій системі «матеріал – робоче середовище – футерівка – корпус – зовнішнє середовище». Розглянутий НДС пічного апарату в залежності від величини зношення футерівки, що дає можливість аналізувати умови роботи корпусу та складових елементів на різних стадіях роботи агрегату. Розроблена модель та алгоритми розрахунку дають можливість досліджувати процес руйнування та можливості виникнення сколювання у вогнетривах футерівки.

### **5.1 Особливості конструкції обертової печі.**

Обертова піч [30, 33, 48, 49, 53, 104] складається з наступних конструктивних елементів: корпусу, опірних роликів, приводу, головки, ущільнювальних пристроїв, теплообмінних пристроїв, футерівки. Конструкція печі в цілому повинна забезпечувати достатню жорсткість і узгодженість теплового розширення окремих елементів. Виконання цих умов має вирішальне значення для надійності роботи, як металевих частин, так і вогнетривів футерівки печі. Металевий корпус є основним елементом. У внутрішній частині корпусу відбувається випал матеріалу, його перемішування і переміщення від холодного до гарячого кінця. Коефіцієнт використання печі значною мірою залежить від технічного стану її корпусу - прямолінійності, жорсткості і міцності. В цементних печах за звичай використовують зварні корпуси які складаються з набору сталевих прокатаних листів товщиною 20-70 мм, довжиною близько 2000 мм, які називаються обичайками.

Незважаючи на товстий шар футерівки, корпус печі під дією високої температури газового потоку, який рухається уздовж його внутрішньої порожнини, суттєво нагрівається. Найбільший нагрів відбувається в зоні спікання, де температу-

ра зовнішньої поверхні становить 300 – 400 °С. Біля розвантажувального кінця корпусу температура поступово знижується і в середньому складає 200 °С. Залежно від довжини печі температура завантажувального кінця становить 50 – 80 °С для печей «мокрого», і 200 – 250 °С для «сухого» способу виробництва. Через нагрівання довжина і діаметр корпусу збільшуються в порівнянні з розмірами в неробочому (холодному) стані. Суттєвий вплив на його міцність та деформацію викликає локальне ушкодження футерівки. При цьому відкрита ділянку корпусу сильно нагрівається, і температура досягає 700 – 900 °С. Метал втрачає пружність і на корпусі утворюється опуклість або вм'ятина, що продовжує руйнувати футерівку. При тривалому перегріві метал частково згорає. Особливо небезпечним є часткове випадання вогнетривів футерівки.

Деформація корпусу печі також призводить до передчасного руйнування футерівки. Навіть при незначних викривленнях: 1) різко збільшуються напруження в окремих перетинах корпусу; 2) зростає споживана потужність; 3) з'являється небезпека руйнування від утомленості.

Футерівка є елементом печі, який захищає металевий корпус від дії високих температур і дає можливість виконувати високотемпературні технологічні процеси в робочому середовищі, зберігаючи, протягом тривалого часу, геометричні форми робочої камери, механічну та будівельну міцність [72, 73, 94, 244]. Вона знаходиться в тісній взаємодії, взаємозв'язку і взаємозалежності з вихідними матеріалами, отриманими продуктами та пічним середовищем. Тому футерівка печі є невіддільним складовим елементом хіміко-термічної пічної системи «матеріал – робоче середовище – футерівка – корпус – зовнішнє середовище». Таким чином її робота повинна розглядатися спільно з іншими елементами системи.

Футеровка виконується з вогнетривких виробів до яких пред'являються основні наступні вимоги: 1) зменшити витрати теплоти на прогрів стін печей; 2) зменшити втрати теплоти, що викликані теплопровідністю футерівки; 3) зменшити час, необхідний для розігріву внутрішньої поверхні до необхідної температури; 4) мати товщину стін, що забезпечує досить низьку температуру зовнішньої поверхні і низькі втрати теплоти випромінюванням, 5) хімічну стійкість до агресивного

хімічного впливу високотемпературних розплавлених матеріалів; 6) термічна стійкість до впливу високих температур які циклічно змінюються; 7) зносостійкість до впливу механічного стирання. Разом із захисними функціями футерівка бере участь у тепловій роботі печі, знижуючи теплові втрати в навколишній середовище. У процесі роботи печі футерівка нагрівається розпеченими газами до температур, що перевищують температуру матеріалів, що оброблюються, і за один оберт печі відбувається контакт всієї поверхні футерівки з шаром матеріалу. Таким чином футерівка є теплообмінним регенератором що випромінюванням і теплопровідністю передає матеріалу частину тепла. Тобто знаходиться під дією повторних теплових впливів, при яких можлива зміна фізико-механічних властивостей матеріалу [205]. Теплові втрати в навколишнє середовище від корпусу печі залежать від теплопровідності й товщини застосовуваного вогнетриву.

Для скріплення окремих цеглин або блоків у вогнетривкій кладці обертових печей, і створення монолітності, що забезпечує будівельну міцність, застосовують металеві пластини, що поміщають між вогнетривами. При роботі печі метал частково плавиться і скріплює цеглини. Пластини виготовляють з м'якого заліза товщиною від 0,7 до 2 мм, і зазвичай укладають в поздовжніх швах [61, 62, 94].

Під час експлуатації печі відбувається зношування вогнетривів, викликане головним чином стиранням, яке є наслідком безпосереднього впливу переміщення твердих вихідних матеріалів та агресивних отриманих продуктів. Крім того негативно позначається також дія газів пічного середовища та через теплові удари й хімічне руйнування поверхні кладки розплавленим матеріалом. Характер вказаного зношування футерівки по довжині печі не рівномірний, і залежить від фізичних властивостей матеріалу, що рухається, температури в зоні робочої камери і властивостей вогнетривких виробів.

Крім вище перерахованих процесів при термічному впливі на футеровку печі виникають такі явища як розтріскування вогнетривів футерівки, або утворення відколів (сколювання). Відколами називають утворення тріщин на поверхні вогнетривких виробів і футеровки в цілому, що призводить до відшаровування поверхневого шару і його розкриття. Розтріскування – серйозна причина руйнування

футеровки печі. Воно може бути термічне, механічне чи структурне. Відколи суттєво впливають на можливість здійснення термо – технологічного процесу в печі, на який безпосередньо впливають стійкість футеровки без порушення геометричних форм робочої камери, тривалість експлуатації та техніко-економічні показники процесу отримання продукту. Ці фізичні явища виникають одночасно і послідовно, або накладаючись один на інший. Процес їх розвитку є надзвичайно різноманітним, що пояснюється складністю процесів, що виникають в футерівці, з великою кількістю умов, які впливають на неї.

При вирішенні цього питання особливий інтерес представляє вивчення поля температур та напружень у вогнетривах футерівки. Дослідження напруженого стану футеровки дозволять визначити умови, при яких виникають відколи і руйнування вогнетривів, і дадуть можливість усунути причини що їх викликають, вибираючи відповідний спосіб укладання, товщину футерування, число, ширину і порядок розміщення. Конструкція футерівки повинна забезпечити можливість її термічного розширення як в радіальному, так і в осьовому напрямках; а також сприяти зменшенню виникаючих під час експлуатації термічних напружень в футерівці - однієї з причин виникнення відколів у вогнетривах. Ці роботи, незважаючи на їх велику актуальність, недостатньо вивчені та вимагають самої серйозної проробки.

## 5.2 Опис математичної модель для визначення НДС обертової печі

Для моделювання НДС конструкцій, зокрема обертових печей, які перебувають під дією зовнішніх сил і нерівномірних температурних полів, скористаємося загальними співвідношеннями механіки деформованого твердого тіла - рівняннями руху й збереження енергії

$$\rho \frac{d^2 u^i}{dt^2} = \nabla_j \sigma^{ij} + f^i, \quad (5.1)$$

$$\frac{dU}{dt} = \sigma^{ij} \frac{d\varepsilon_{ij}}{dt} - \nabla_i q^i + Q_V, \quad (5.2)$$

де  $\rho$  – щільність матеріалу,  $u^i$  – компоненти вектора переміщень,  $\sigma^{ij}$  – контраваріантні компоненти тензора напружень,  $f^i$  – компоненти вектора об'ємних силових

навантажень,  $U$  – внутрішня енергія одиниці об'єму матеріалу,  $\varepsilon_{ij}$  – коваріантні компоненти тензора деформацій,  $q^i$  – компоненти вектора теплового потоку,  $Q_V$  – джерело теплової енергії одиниці, віднесений одиниці об'єму матеріалу.

Щоб отримати замкнуту систему рівнянь до (5.1) – (5.2) необхідно додати геометричні рівняння Коші для повних деформацій:  $\varepsilon_{ij}$ :

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(\nabla_i u_j + \nabla_j u_i); \quad (5.3)$$

співвідношення для пружних деформацій  $\varepsilon_{ij}^{(e)}$ , як різниця між повними й тепловими деформаціями:

$$\varepsilon_{ij}^{(e)} = \varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ij}^{(T)}, \quad (5.4)$$

$$\varepsilon_{ij}^{(T)} = \alpha_{(T)}(T - T_0)g_{ij}; \quad (5.5)$$

рівняння узагальненого закону Гука для навантажень з врахуванням теплових деформацій:

$$\sigma^{ij} = C^{ijmn} \varepsilon_{mn}^{(e)} = C^{ijmn} (\varepsilon_{mn} - \varepsilon_{mn}^{(T)}); \quad (5.6)$$

вектор теплового потоку через температуру, що визначається з закону Фур'є:

$$q_i = -\lambda \nabla_i T; \quad (5.7)$$

залежності від температури внутрішньої енергії  $U$

$$U = c_V T + const, \quad (5.8)$$

де  $C^{ijmn}$  – компоненти тензора пружності,  $g_{ij}$  – компоненти метричного тензора,  $\alpha_{(T)}, \lambda, c_V$  – коефіцієнти теплового розширення, теплопровідності й теплоємності.

Розглянемо стаціонарні завдання термомеханіки твердих тіл, для яких температура й всі параметри НДС є незалежними від часу  $t$ . Тоді взаємно зв'язана система рівнянь (5.1) – (5.8) спрощується й розпадається на дві підсистеми, які вирішуються послідовно:

теплопровідності з врахуванням (5.2) – (5.7) у вигляді:

$$\nabla_i (\lambda g^{ij} \nabla_j T) + Q_V = 0, \quad (5.9)$$

і термопружності

$$\nabla_j \sigma^{ij} + f^i = 0, \quad (5.10)$$

де напруження  $\sigma^{ij}$  виражаються через переміщення  $u^i$  відповідно до співвідношень (5.3) – (5.6) і значення температури  $T$ , отримані згідно (5.9).



Для крайових завдань механіки система рівнянь повинна доповнюватися граничними умовами. При рішенні рівняння (5.9) на зовнішній поверхні тіла задаються умови теплообміну, які на різних частинах поверхні можуть бути різними. Розглянемо чотири типи теплообміну.

По всій зовнішній поверхні тіла, або на частині його поверхні  $S_T$ , задана температура  $T$

$$T|_{S_T} = \theta, \quad (5.11)$$

де  $\theta$  – задані значення температури.

На поверхні тіла  $S_\alpha$  задані умови конвективного теплообміну

$$-q^i n_i|_{S_\alpha} = \lambda (\nabla_i T) n^i|_{S_\alpha} = \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha (T - \theta), \quad (5.12)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі,  $\theta$  – температура навколишнього середовища біля зовнішньої поверхні  $S_\alpha$ ,  $n_i$  – компоненти одиничного вектора зовнішньої нормалі до поверхні тіла.

На поверхні тіла  $S_\gamma$  задані умови променистого теплообміну

$$-q^i n_i|_{S_\gamma} = \lambda (\nabla_i T) n^i|_{S_\gamma} = \lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \beta (T^4 - \theta^4), \quad (5.13)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт випромінюваної (або поглинаючої) здатності поверхні тіла щодо променевої енергії,  $\theta$  – температура джерела променевої енергії.

При визначенні НДС на базі (5.10) граничні умови можуть бути сформульовані або відносно навантажень (статичні умови)

$$\sigma^{ij} n_j|_{S_p} = p^i, \quad (5.14)$$

де  $p^i$  – компоненти зовнішніх поверхневих сил, віднесених до одиниці площі зовнішньої поверхні  $S_p$ ,  $n_j$  – компоненти одиничного вектора зовнішньої нормалі до поверхні тіла, або щодо переміщень (кінематичні умови)

$$u^i|_{S_U} = \tilde{u}^i, \quad (5.15)$$

де  $\tilde{u}^i$  – компоненти вектора вимушених переміщень, які задані на поверхні  $S_U$ , або в змішаному варіанті (змішані граничні умови), коли частина рівнянь є статичними, а друга – кінематичними умовами, але загальна кількість рівнянь у кожній точці

зовнішньої поверхні повинна бути незмінною.

При рішенні задачі використовувався наступний алгоритм. Система диференціальних рівнянь (5.1) – (5.15) за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) дискретизується й представляється у вигляді двох систем алгебраїчних рівнянь високого порядку - теплопровідності й термомеханіки. Завдання теплопровідності відповідає матричному рівнянню:

$$[\Lambda]\{T\}=\{Q\}, \quad (5.16)$$

де  $[\Lambda]$  – матриця теплопровідності, що враховує властивості теплопровідності матеріалу й нелінійні граничні умови теплообміну (5.12),  $\{T\}$  – вектор невідомих вузлових температур,  $\{Q\}$  – вектор внутрішніх і граничних теплових джерел. Завдання термомеханіки формулюється щодо вузлових переміщень у вигляді рівняння

$$[K]\{U\}=\{P\}, \quad (5.17)$$

де  $[K]$  – матриця твердості, що враховує пружні властивості матеріалу й граничні умови,  $\{U\}$  – вектор невідомих вузлових переміщень,  $\{P\}$  – вектор еквівалентних вузлових термосилових навантажень, які зумовлені дією зовнішніх сил і градієнтами температури внутрішніх і граничних теплових джерел.

Процес моделювання термонавантаженого стану конструкцій виконується у два етапи. На першому вирішується завдання теплопровідності. Оскільки система рівнянь (5.16) є нелінійною, то використовується ітераційний алгоритм:

1) Формується лінеаризована матриця  $[\Lambda]$  й вектор  $\{Q\}$  приймаючи, що температура, від якої залежить коефіцієнт тепловіддачі в (5.12), спочатку дорівнює температурі навколишнього середовища  $\theta$ ;

2) Вирішується система лінеаризованих рівнянь і визначається чергове наближення значення вектора  $\{T\}$ ;

3) За знайденими температурами уточнюється значення коефіцієнту тепловіддачі й обчислюється нова матриця  $[\Lambda]$  й вектор  $\{Q\}$ . Визначається похибка лінеаризованого рівняння (5.16) і якщо вона перебуває в припустимих межах, то останнє значення  $\{T\}$  приймається як рішення завдання теплопровідності. В іншому

випадку виконується перехід до п. 2.

Другий етап полягає у формуванні матриці твердості й вектора еквівалентних вузлових термосилових навантажень рівняння (5.17) з врахуванням отриманого температурного поля. Після рішення (5.17) по отриманим значенням вузлових переміщень обчислюються деформації і напруження в елементах скінчено-елементної моделі, і аналізується загальний НДС конструкції.

Вказана математична модель та алгоритм розрахунку реалізований в інтегрованій системі VESNA, розроблений на кафедрі ХПСМ КПІ ім. Ігоря Сікорського [68]. Загалом зазначена система створена з використанням фундаментальних законів механіки та термодинаміки, ефективних та універсальних числових методах розв'язку диференціальних рівнянь. Система призначена для моделювання гідродинамічних, теплових процесів, розрахунків на міцність та дослідження методом скінчених елементів процесів лінійного і нелінійного деформування просторових комбінованих систем, виконаних з ізотропних і анізотропних матеріалів. Подальші розрахунки на міцність виконувались з використанням вказаної системи.

### **5.3 Постановка задачі при розрахунку на міцність**

У роботі розглянуто НДС обертової печі 4,5х80 м з ввареним бандажем. З точки зору будівельної механіки в розрахунковому відношенні корпус обертової печі є тонкостінною циліндричною оболонкою, яка встановлена на декількох опорах. Опірними елементами є бандажі встановлені на підбандажні обичайки. Товщина обичайок корпус становить 20 мм для рядових та 30 мм підбандажних. Всередині корпусу встановлено футерівку, яка призначена для захисту від температури та агресивного впливу оброблюваного матеріалу. Корпус печі має поперечний перетин, що визначається різною товщиною самого корпусу й футерівки. Біля однієї з опор печі на корпус кріпиться провідне зубчасте колесо привода, що передає обертовий момент, і має відповідну вагу, що враховується в розрахунках.

Основними навантаженнями є власна вага корпусу печі, футерівки, бандажів і ведучого зубчастого колеса. Значно меншу частину становить вага оброблюваного

матеріалу, тому в розрахунках вона зазвичай не враховується. При визначенні зусиль, які діють на піч, вплив її поздовжнього нахилу на величину зусиль зазвичай не враховується, тому що він незначний і становить 3 - 4 %. Також в розрахунках враховувалося, що піч є не тільки несучою конструкцією, але й тепловим агрегатом, на міцність якого великий вплив мають сили, що виникають під дією нерівномірних температурних полів у робочих зонах теплового агрегату й викликають відповідні термомеханічні навантаження у корпусі печі.

Конструктивні елементи печі, які включають елементи корпусу, бандажів, вінцевої шестерні, під бандажних обичайок і футерівки, наведені на Рисунок 5.1.

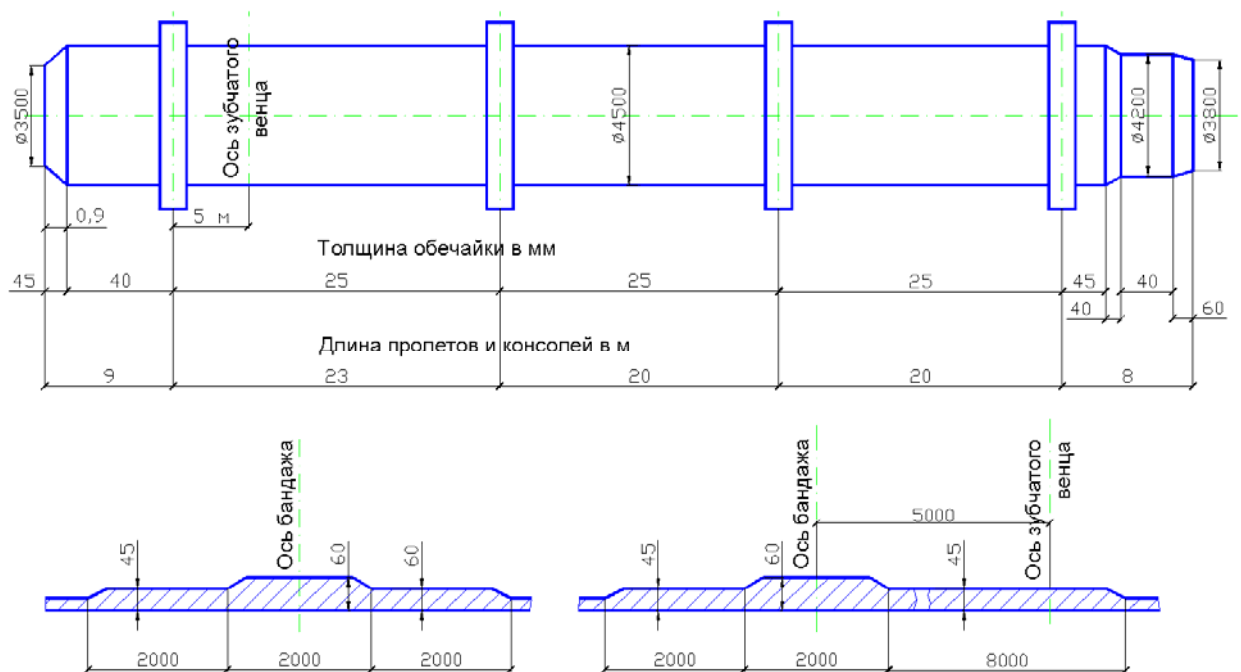


Рисунок 5.1 – Конструктивні елементи печі

Тепловий потік на внутрішній поверхні футерівки задається з даних отриманих в попередньому розділі, наведений на Рисунок 4.43.

Конструкція, що розглядається, є симетричною, тому для зведення до мінімуму машинного часу та розміру матриці жорсткості, розглядається половина виробу, отримана шляхом його розділу вертикальною площиною симетрії. Розрахункова схема обертової печі, для визначення механічних навантажень) приведені на Рисунок 5.2. Досліджувалася робота обертової печі при зміні товщини футерівки 230 мм, 160 мм, 120 мм та 80 мм.

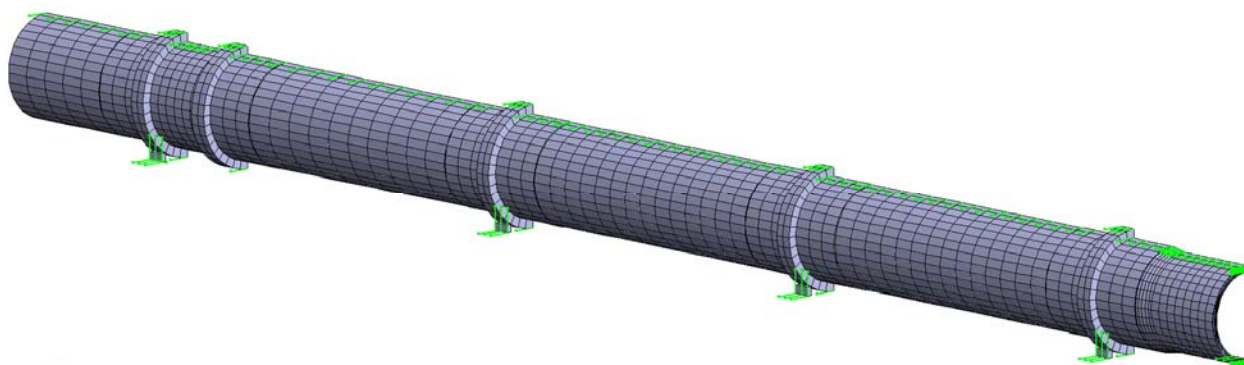


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема обертової печі

Окремим питанням при розрахунку печі є вибір фізико-механічних властивостей футерівки [281, 283, 284, 285]. Так модуль пружності значною мірою залежить від початкових напружень стиску, що викликаний тим, що при укладанні футерівка розпинається в корпусі печі «замком», що забивається між вогнетривами. При нагріванні температура футерівки перевищує температуру корпусу, при цьому вважається, що вона міцно притискається до нього. У розрахунках рекомендується приймати модуль пружності приблизно на два порядки менше модуля пружності корпусу [69], та розглядати футерівку як елемент багатозв'язного тіла. Вважаємо, що модуль пружності вогнетриву не залежить від температури матеріалу й дорівнює  $E_{огн} = 2.0E6$  МПа.

Коефіцієнт Пуассона приймаємо рівним  $\mu = 0,27$ , що відповідає середньому значенню представленою в роботах. Коефіцієнт лінійного розширення  $\alpha$  в інтервалі температур 20 – 1000°C перебуває в межах  $(11,5 - 12,5) \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ .

Характеристики міцності вогнетривів залежать від імовірності тріщин у зразку, і мають статистичний характер. Цим пояснюється розбіжність значень у літературі [284]. Граничне значення міцності при стисканні не нижче 30-35 МПа, розтягуванні 6,5– 10.2 МПа, при вигині 5,5–7.1 МПа.

## 5.4 Розрахунки та аналіз результатів

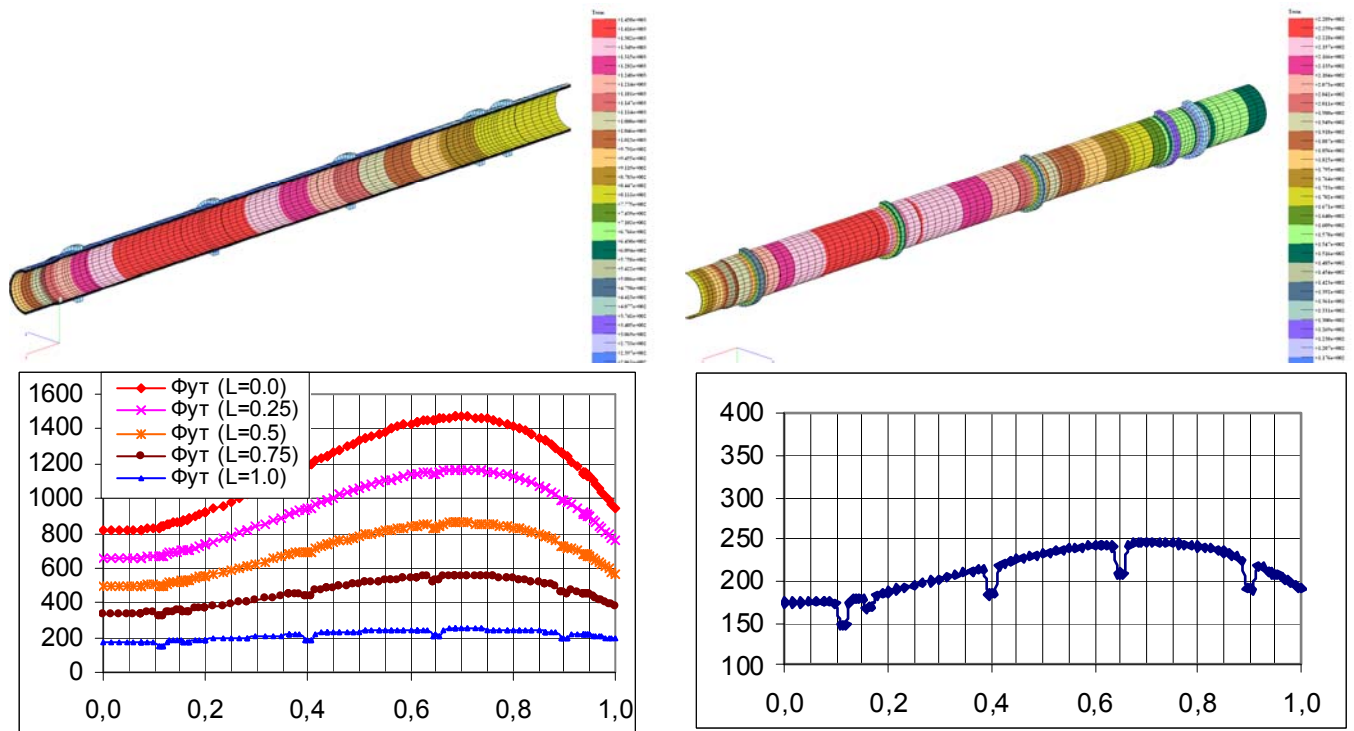
### 5.4.1 Рішення теплової задачі

Конструктивні елементи печі наведені на Рисунок 5.1. Величина теплового потоку на внутрішню поверхню футерівки визначається з розрахунків приведених в

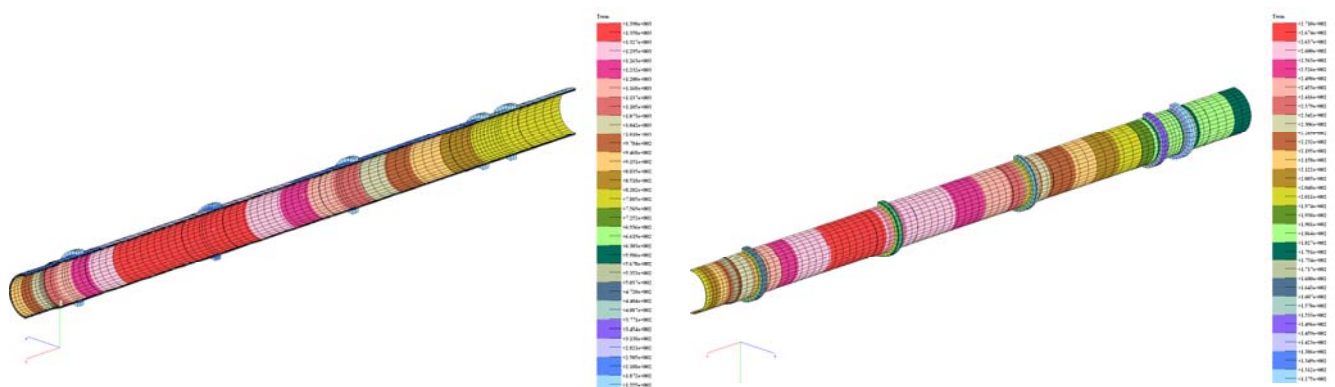
попередньому розділі. Коефіцієнт тепловіддачі в навколишнє середовище від корпусу, бандажів та вінцевої шестерні визначається по залежності (4.51)

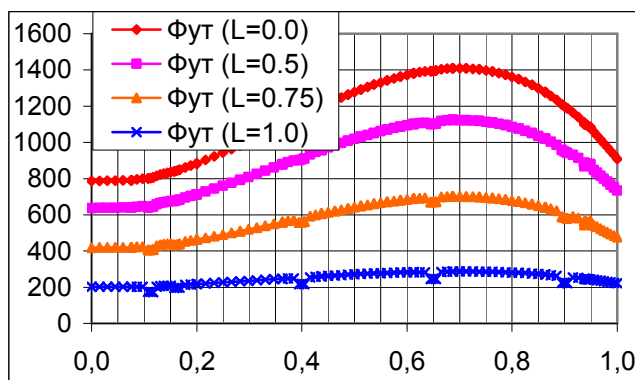
$$\alpha_{ef} = 6.72 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda_{\epsilon}}{D_n} \left( \frac{V_{\epsilon} D_n}{\nu} \right)^{0.905} + \frac{\epsilon_{cm} \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} (T_{cm}^4 - T_{\epsilon}^4)}{t_{cm} - t_{\epsilon}}. \quad (5.18)$$

Розподіл температур на зовнішній поверхні корпусу печі та футерівці, в залежності від величини її зносу, представлені на Рисунок 5.3–Рисунок 5.6.

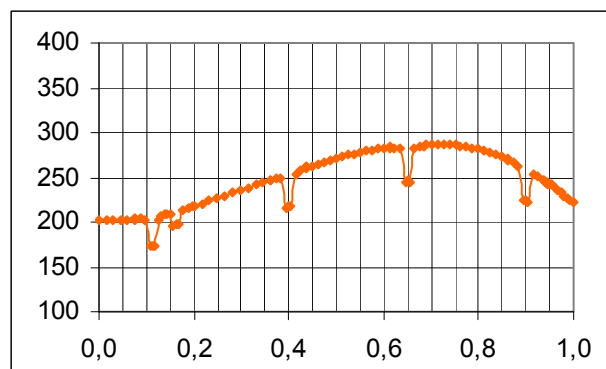


а) температура футерівки  
б) температура корпусу  
Рисунок 5.3 – Розподіл температур в печі та корпусі при футерівці 230 мм



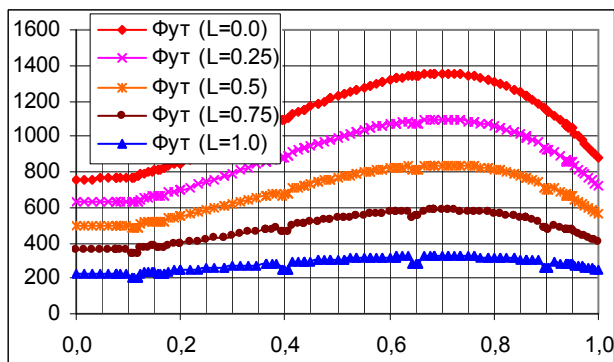
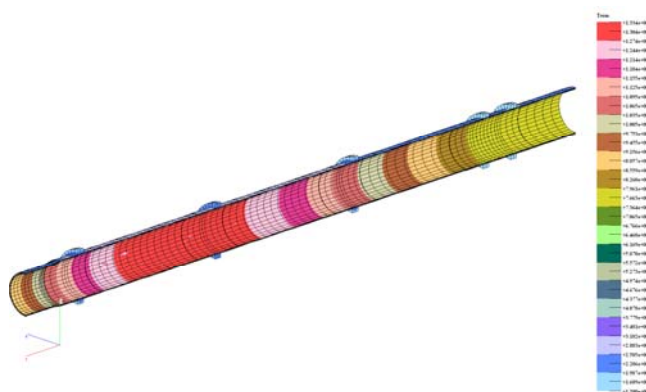


а) температура футерівки

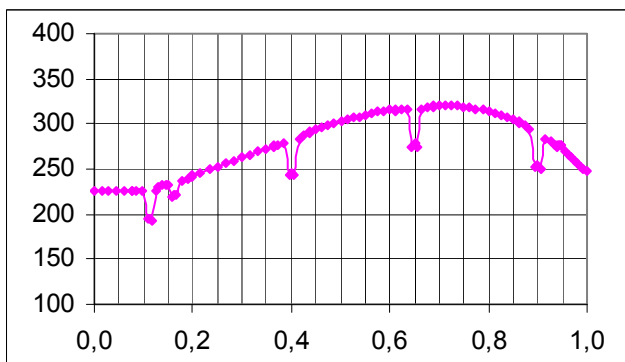


б) температура корпусу

Рисунок 5.4 – Розподіл температур в печі та корпусі при футерівці 160 мм



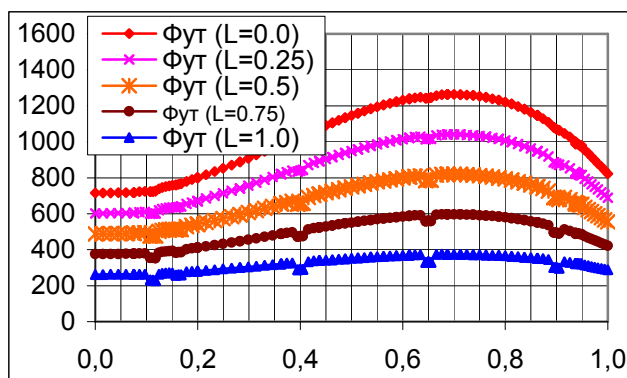
а) температура футерівки



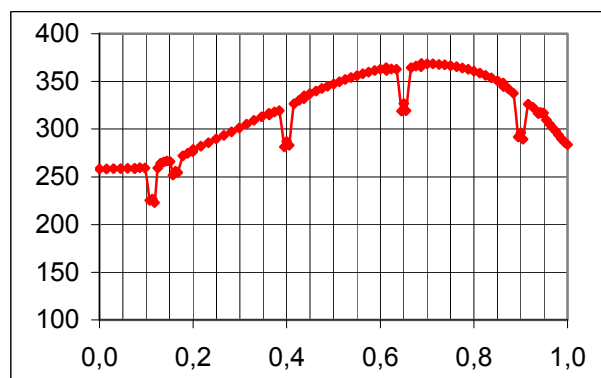
б) температура корпусу

Рисунок 5.5 – Розподіл температур в печі та корпусі при футерівці 120 мм





а) температура футерівки



б) температура корпусу

Рисунок 5.6 – Розподіл температур в печі та корпусі при футерівці 80 мм

З графіків видно що при зменшенні товщини температура футерівки зменшується. На відкритій поверхні, яка взаємодіє з газовим потоком, температура максимальна, і в зоні екзотермічних реакцій становить 1500 °C при товщині 230 мм, та 1260 °C при товщині 80 мм. Температурне поле всередині футерівки змінюється досить рівномірно та при наближенні до корпусу, в місцях бандажів та вінцевої шестерні, відбувається незначне зниження. Температура корпусу печі, при зменшенні товщини футерівки, збільшується. Так максимальна температура корпусу, що знаходиться в зоні екзотермічних реакцій відповідно становить 250 °C при товщині футерівки 230 мм та 371 °C при товщині 80 мм. Суттєво впливають на поле температур бандажі та вінцева шестерня. Бандажі зменшують температуру корпусу на 10 – 15 %. Для футерівки товщиною 230 мм мінімально температура корпусу знаходиться в місті встановлення 1-го бандажу і становить 147.5 °C, в той же час без бандажу 173.1 °C. Для печі з футерівкою 80 мм 223 °C та 265.7 °C відповідно.

Вказане зниження температур на корпусі пояснюється більш інтенсивним охолодженням навколишнім середовищем. Також спостерігаються незначні зміни температур у зоні підбандажних обичайок.

#### 5.4.2 Визначення та аналіз термомеханічних навантажень

В процесі роботи був визначений НДС обертової печі з врахуванням термосилових навантажень які включають градієнт температур і дію гравітаційних сил, для печей з різним ступенем зносу вогнетриву.

Розрахункова схема приведена на Рисунок 5.2. Деформована модель корпусу



печі зі стандартною футерівкою товщиною 230 мм представлена на Рисунок 5.7. Коефіцієнтом масштабування деформацій становить 1000.

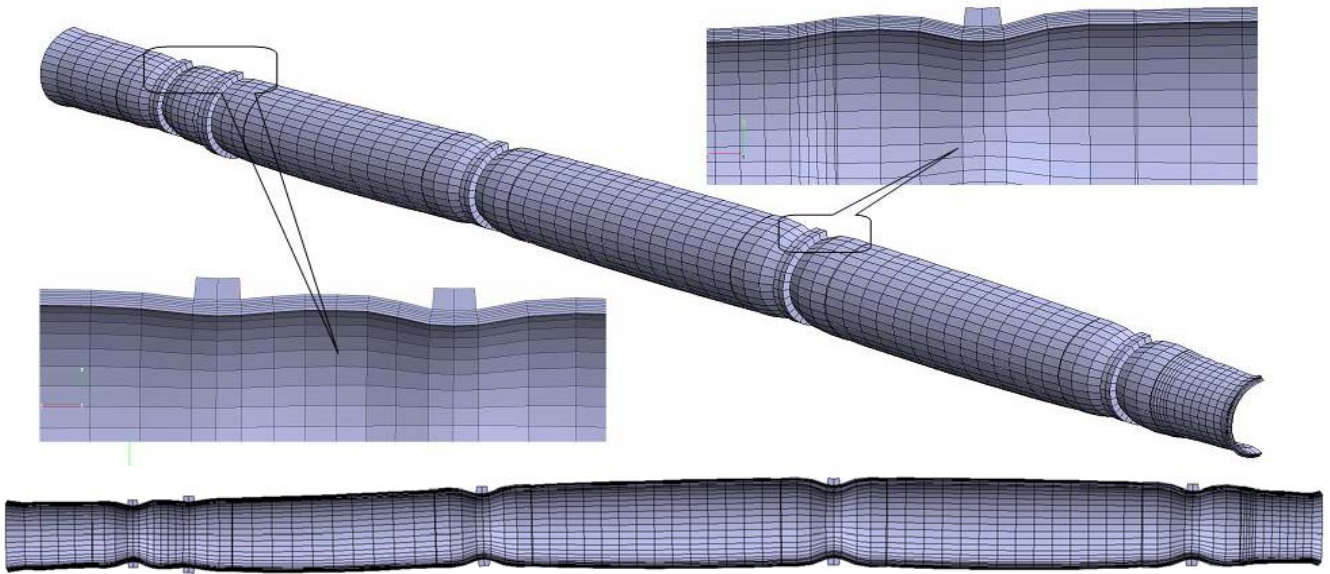


Рисунок 5.7 – Схема деформування ( $K=1000$ )

На Рисунок 5.8 приведений розрахунок переміщень корпусу печі при закріпленні упорним пристроєм встановленим на 1-му бандажі зі сторони подачі матеріалу.

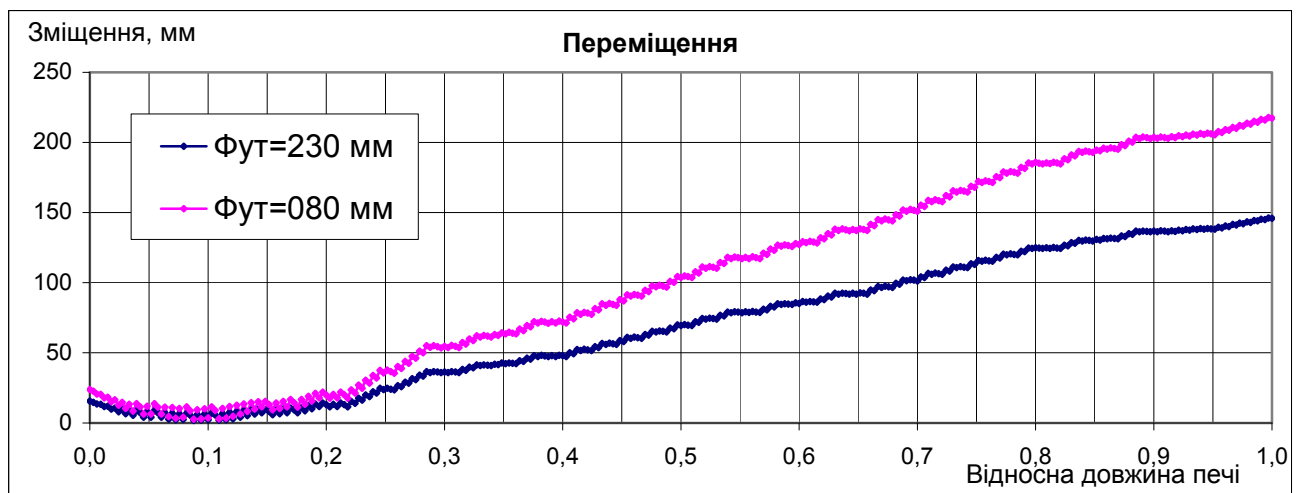


Рисунок 5.8 – Переміщення корпусу печі

Відповідно отриманим даним максимальні переміщення печі для футерівки 230 мм складає:  $U_1=145.76$  мм – в кінці печі,  $U_2=11.8$  мм,  $U_3=6.36$  мм – між 3-м та 4-м бандажами, загальне  $U=145.9$  мм – в кінці печі. Для футерівки 80 мм  $U_1=216.9$  мм – в кінці печі,  $U_2=18.5$  мм,  $U_3=9.24$  мм – між 3-м та 4-м бандажами, загальне  $U=217.1$  мм – в кінці печі. В зоні закріплення  $U_1=0.0$  мм – в кінці печі,  $U_2=7.3$  мм,  $U_3=4.6$  мм для 230 мм, та  $U_1=0.$  мм – в кінці печі,  $U_2=12.2$  мм,  $U_3=6.5$  мм для 80 мм.

Теорія міцності пропонує ряд критеріїв, які визначають умову руйнування

матеріалу, що знаходиться в складному напруженому стані [70,73,349–353]. Однак у нашому випадку, для пластичних матеріалів яким є корпус печі, найбільш прийнятним є критерій питомої потенціальної енергії деформацій, критерій Мізеса. В цьому випадку еквівалентні напруження визначаються з виразу:

$$\sigma_{EK} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (5.19)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – головні напруження, МПа.

Руйнування матеріалу відбувається коли найбільші еквівалентні напруження перевищують допустимі. Згідно розрахунку допустимі напруження в корпусі печі, які в залежності від матеріалу та товщини листа становлять 90–100 МПа [76, 285].

На графіках, приведених далі, показані еквівалентні напруження які визначались в перетинах А, В, С, що показані на Рисунок 5.9.

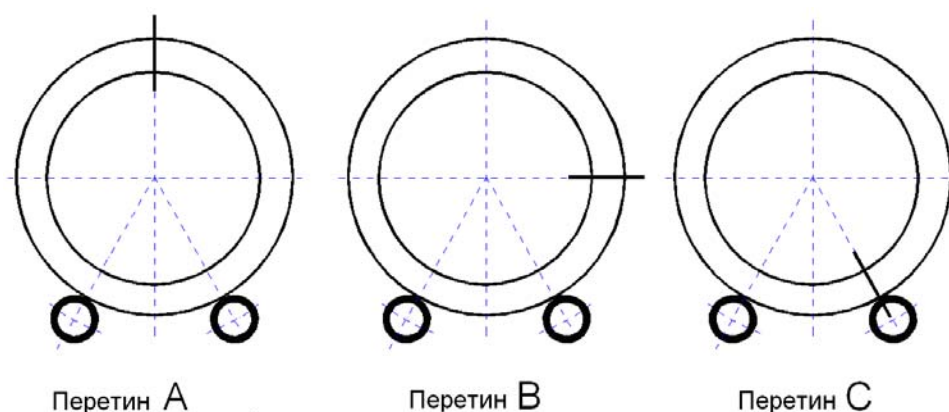


Рисунок 5.9 – Позначення площин визначення значень

На Рисунок 5.10 - Рисунок 5.12 приведені еквівалентні напруження по корпусу відносно довжини печі для товщини футерівки 230, 160, 120 та 80 мм.

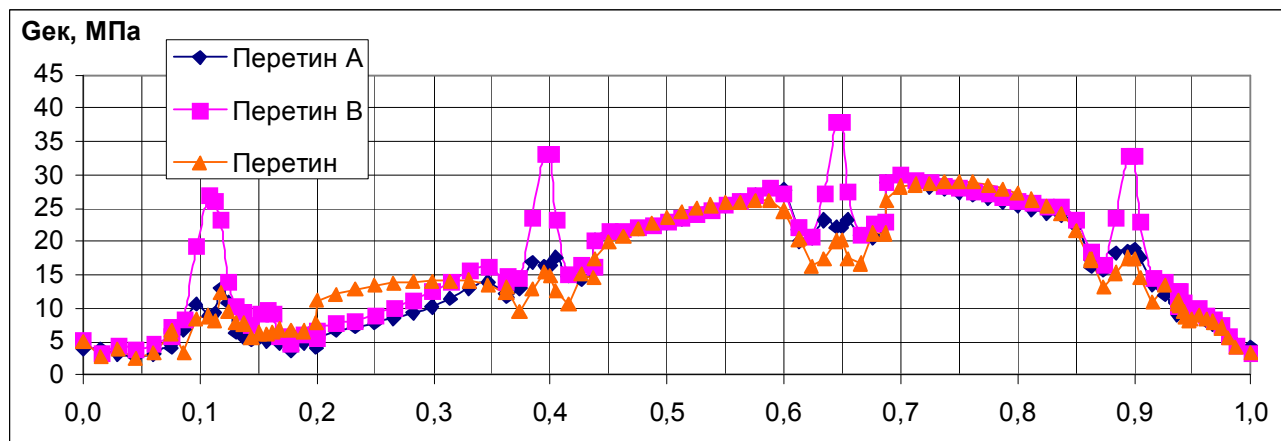


Рисунок 5.10 – Напруження у корпусі печі при  $L_{\text{ф}} = 230$  мм

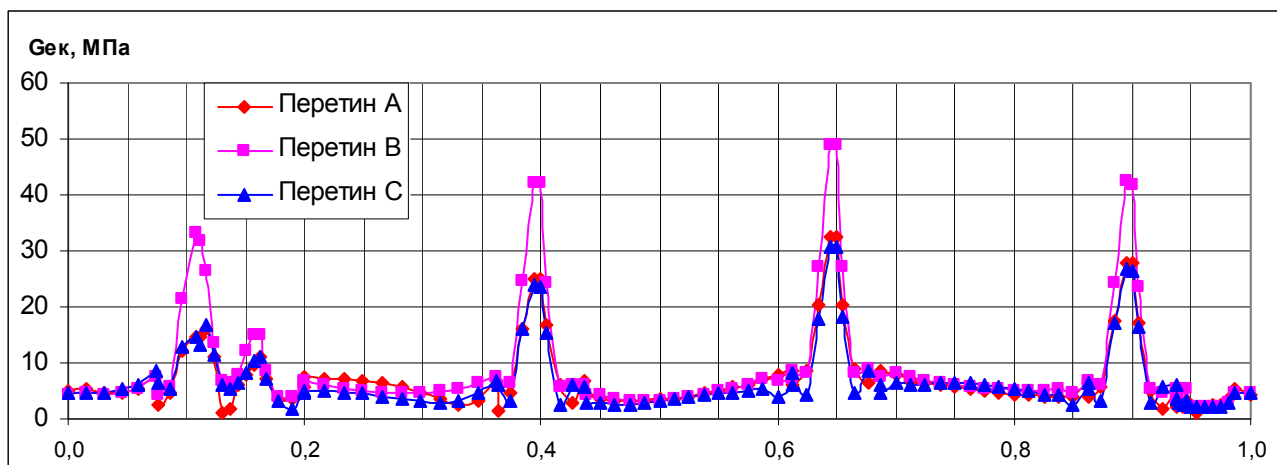


Рисунок 5.11 – Напруження у корпусі печі при  $L_f = 160$  мм

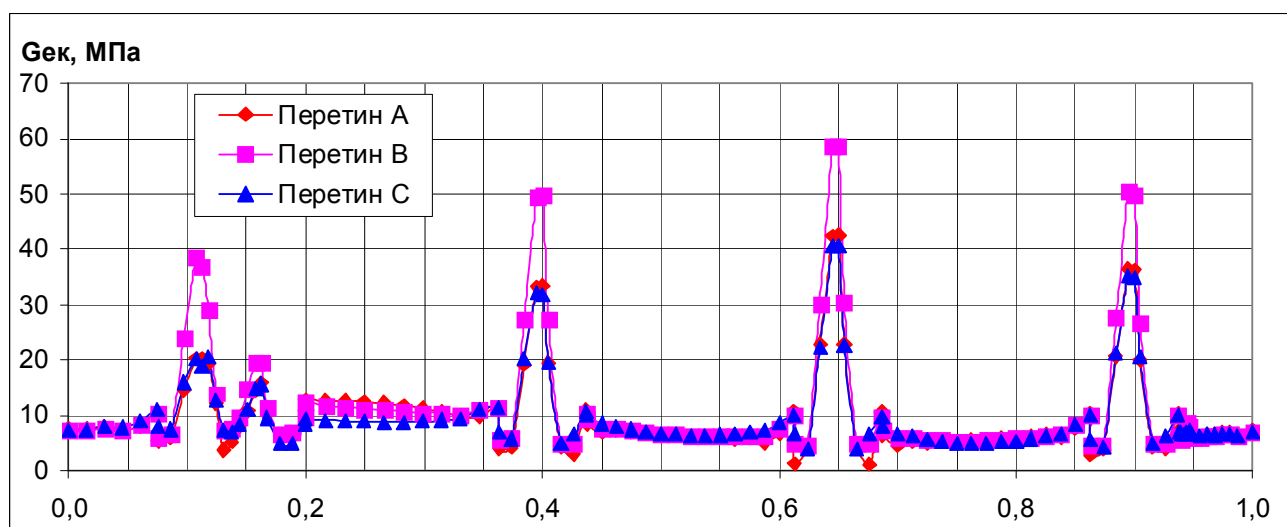


Рисунок 5.12 – Напруження у корпусі печі при  $L_f = 120$  мм

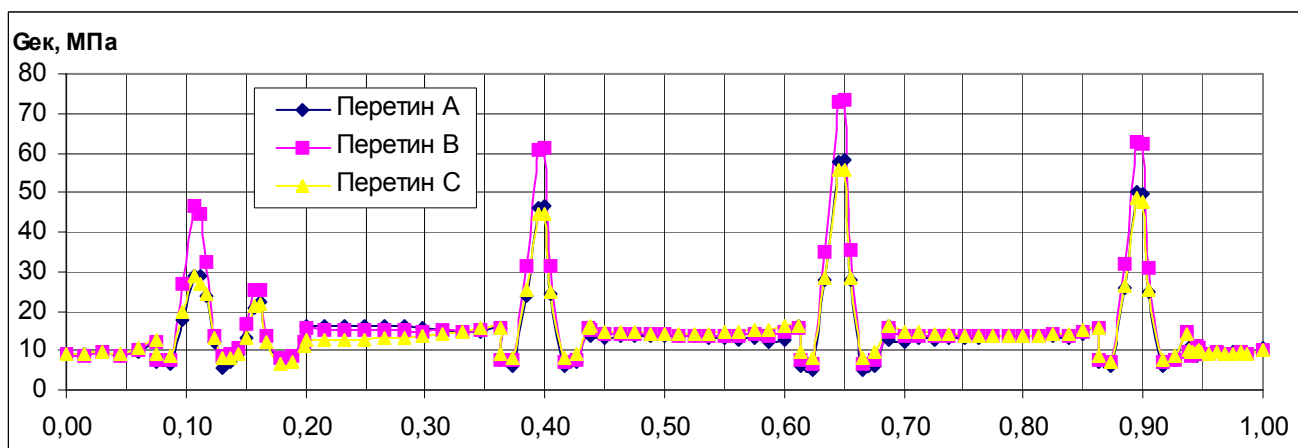


Рисунок 5.13 – Напруження у футерівці печі при  $L_f = 080$  мм

З графіків видно що в корпусі обертової печі виникають напруження різної інтенсивності. Екстремуми виникають в місцях бандажів та вінцевої шестерні. Вони викликані локальним охолодженням корпусу в цих місцях. При зменшенні товщини

футерівки напруження в корпусі зменшується від 30.0 до 15.0 МПа. Напруження в місці встановлення бандажів збільшується з 35.0 МПа до 50, 60, 72 МПа. При аналізі напружень у корпусі, було встановлено, що навантаження від дії масових і термосилових навантажень, мають максимальне значення в зоні спікання – 73.4 МПа.

Для перевірки результатів та визначення впливу температур на НДС були проведені розрахунки в яких враховувались тільки масові сили без впливу температур. Результат розрахунку цих напружень у корпусі печі показані на Рисунок 5.14 - Рисунок 5.15. Розрахунки проведені для футерівки товщиною 230 та 80 мм.

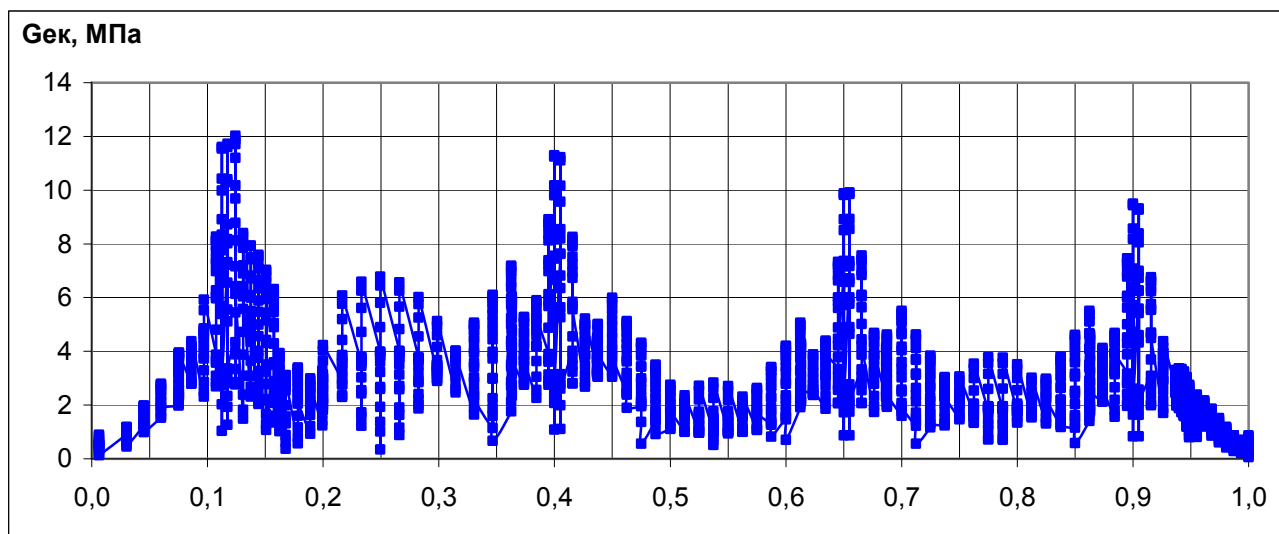


Рисунок 5.14 – Еквівалентні напруження в корпусі при  $L_f=230$  мм.

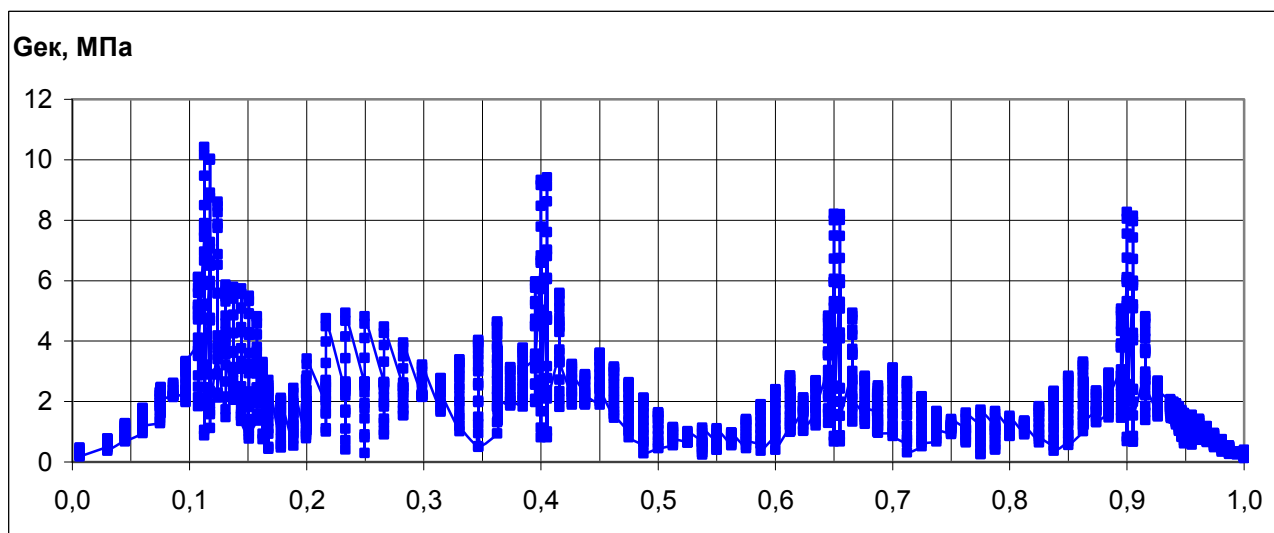


Рисунок 5.15 – Еквівалентні напруження в корпусі при  $L_f=80$  мм.

Як видно з наведених даних напруження від дії тільки масових сил, значення яких максимальне на ділянці бандажів і не перевищує 12,1 МПа, а навантаження від сумарної дії масових і термосилових навантажень, становить 73,4 МПа й

розташоване в зоні спікання. У корпусі обертової печі виникають напруження різної інтенсивності. Характер їх поширення свідчить про те, що температурні напруження значно більші, напружень викликаних дією від масових сил, особливо в місцях встановлення бандажів і вінцевої шестірни.

По отриманому загальному НДС конструкції досліджувалися напруження що виникають у футерівці. Еквівалентні напруження визначені по критерію П.П. Баландіна для крихкого матеріалу за залежністю [289,291,294]:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{(\psi - 1)(\sigma_1 + \sigma_3) + \sqrt{(1 - \psi)^2 (\sigma_1 + \sigma_3)^2 + 4\psi(\sigma_1 - \sigma_3)^2}}{2\psi} \leq R_c, \quad (5.20)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – головні напруження (за умови  $\sigma_1 > \sigma_2 \geq \sigma_3$ ), МПа;  $\psi = R_p / R_c$  – показник крихкості матеріалу;  $R_c$  – межа міцності на стиснення, МПа;  $R_p$  – межа міцності на розтягування, МПа.

Отримані данні, для різної товщини вогнетриву наведені на Рисунок 5.16 – Рисунок 5.19. Напруження показано для перетину А та С згідно Рисунок 5.9.

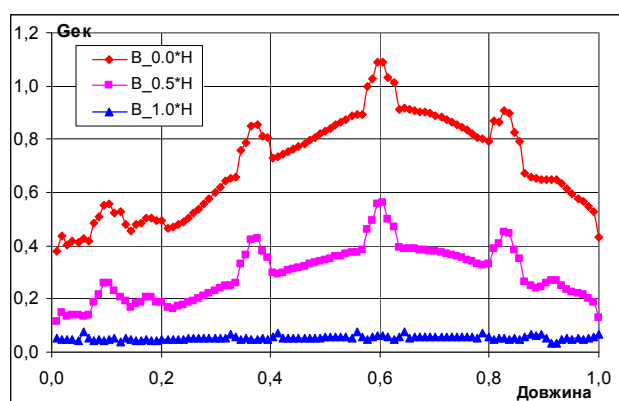
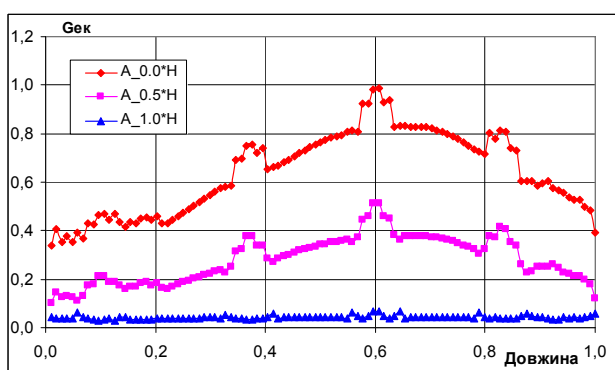


Рисунок 5.16 – Напруження у футерівці печі L=230 мм

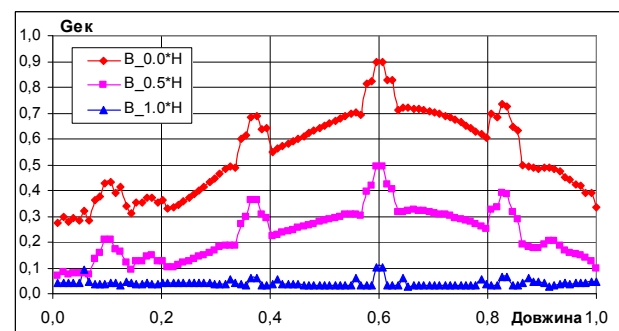
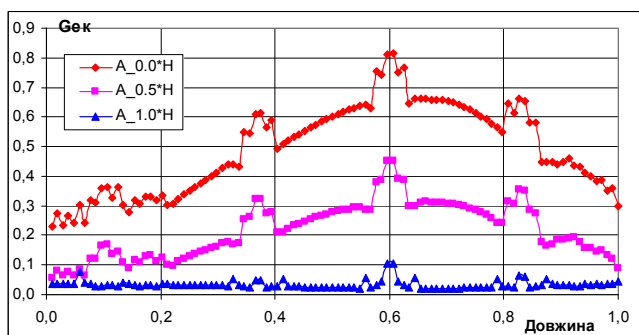


Рисунок 5.17 – Напруження у футерівці печі L=160 мм

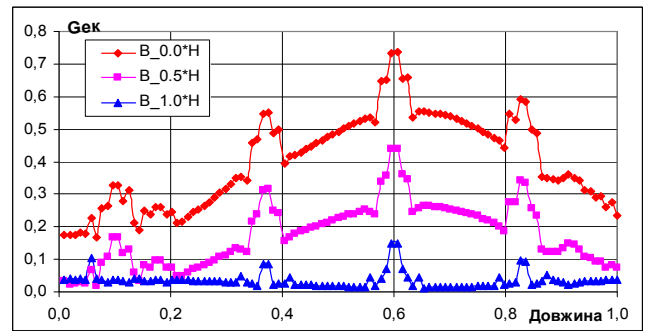
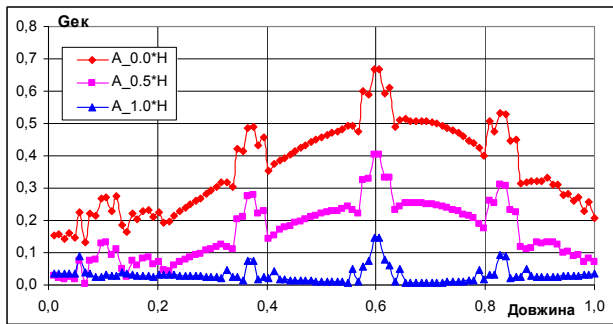


Рисунок 5.18 – Напруження у футерівці печі L=120 мм

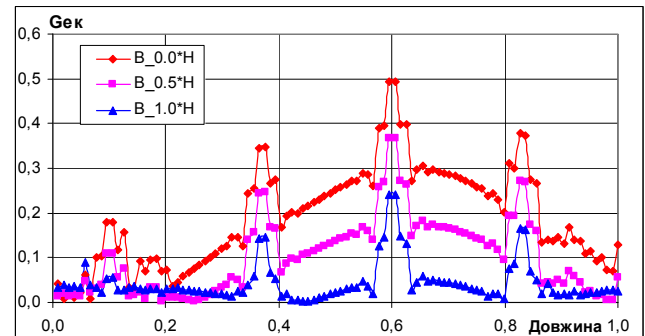
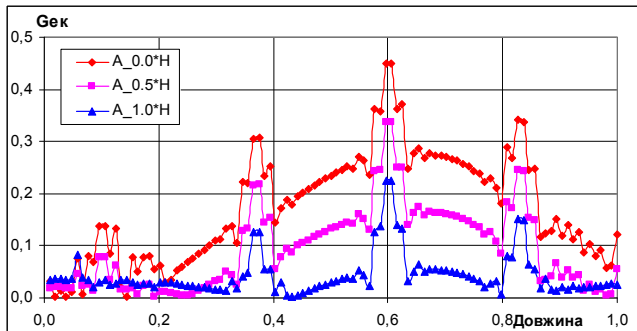


Рисунок 5.19 – Напруження у футерівці печі L=80 мм

Важливим фактором є аналіз цих навантажень оскільки однією з основних умов безпечної роботи печі є достатня жорсткість і мінімальні деформації корпусу. Відомо, що футерівка погано витримує деформації як від прогинів в осьовій площині, так і від радіальних деформацій у площині поперечного перерізу, тим більше, що всі вони є знакозмінними. Це пов'язано з тим, що піч працює безупинно, з річним коефіцієнтом використання 0,94—0,96. Тому протягом одного року корпус печі випробує близько 500 тис. таких знакозмінних циклів деформацій і напружень.

Як показують дослідження небезпечним місцем є зона переходу від підбандажної до рядової обичайки. Не можна допускати, щоб гнучка пролітна частина без відповідного жорсткого переходу з'єднувалася з більш твердою опорною частиною. Це підтверджується і досвідом експлуатації так як футерівка швидше всього руйнується саме в цих місцях [76]. Відповідно розрахунків еквівалентне напруження в зоні бандажів на 10–80 % більше ніж в проміжку між ними. Як видно з наведених даних при зменшенні товщини футерівки до 80 мм напруження у вогнетривах розподіляються більш рівномірно і в загальному випадку зменшуються.

Аналіз даних показав, що максимальні напруження у футерівці виникають в зоні максимальних температур, причому при зменшенні товщини напруження

зменшуються за рахунок зменшення температури на її внутрішній поверхні.

### 5.5 Дослідження можливостей утворення відколів у вогнетривах

Питання про стан обортових печей і перспективах їхнього розвитку є на сьогоднішній день важливою науковою і виробничою задачею. Однак їх не можливо ефективно вирішувати не розглянувши питання про стан вогнетривів футерівки і методах покращення їх використання.



Рисунок 5.20 – Розколювання вогнетривів [64]

При термічній дії на футерівку печі виникають такі фізичні явища, як термічне розширення, пластична деформація і розтріскування (відколи), які визначають можливість протікання технологічного процесу в печі. Вони визначають стійкість футерівки, без зміни геометричних форм робочої камери, тривалість її експлуатації та техніко-економічні показники процесу отримання цільового продукту [94]. Вказані фізичні явища руйнування зазвичай виникають одночасно, послідовно чи накладаються. Картина їх розвитку може бути досить різноманітною, що пояснюється складністю процесів, та іншими факторами, що впливають на вогнетриви футерівки.

Розтріскування футерівки, або утворення відколів, називається явище утворення тріщин на поверхні вогнетривких виробів і футерівки в цілому, що призводить до відшаровування поверхневого шару і його розкриттю [60, 62, 64, 72, 75, 103]. У літературі розглядаються в основному два види сколювання - сколювання невеликих пластинок виробів товщиною до 1-3 см (лущення) і сколювання шматків товщиною 4-7 см, Рисунок 5.20. При моделюванні цього процесу



розглядають кілька видів впливу: термічне – внаслідок внутрішніх напружень, викликаних відмінністю термічного розширення шарів футерівки при теплових ударах, механічне – утворення тріщин під дією механічних сил і структурне – зміни хімічного складу і фізичних властивостей вогнетриву при дії високих температур [105, 288].

Однак до перелічених причин, що викликають сколювання вогнетривів, не входить такий важливий фактор як виникнення тріщин за рахунок контакту вогнетриву з металевими пластинами. Особливість роботи обертових печей вимагає, для забезпечення будівельної міцності, скріплення окремих цеглин в вогнетривкій кладці. Для цього використовуються зв'язуючі матеріали, зокрема металеві пластини, особливо для печей великого діаметру [288]. У цьому випадку причиною утворення сколювання можуть бути підвищені термічні напруження викликані відмінністю коефіцієнтів термічної деформації вогнетриву і металевих пластин.

Відомо, що металеві пластини поганий компенсатор при розширенні цегли, тому особливу увагу потрібно звернути на вивчення напружень у вогнетривах футерівки. Це дозволить визначити умови, при яких виникає сколювання і руйнування цегли, та усунути причини які їх викликають. Для цього визначають спосіб укладання, товщину футерівки, кількість, ширину і порядок розміщення пластин, що забезпечує довговічності вогнетривів і надійності роботи футерівки. Для врахування цього явища в роботі використовується розроблена математична модель, яка дає можливість моделювати процес сколювання вогнетривів футерівки з врахування відмінностей фізично-механічних характеристик вогнетриву і металевих пластин при впливі температурних факторів.

#### 5.5.1 Вибір критерію для оцінки міцності футерівки

При визначенні критеріїв міцності вогнетривів необхідно враховувати що вони являють собою крихке тіло, яке знаходиться в умовах складного напруженого стану. На сьогоднішній день відома доволі велика кількість теорій, які призначені для моделювання руйнування крихких тіл [288–296], але в загальному випадку вони не є універсальними, тобто з достатньою точністю описуючи процес руйнування



одних, в інших, що відрізняються структурою, дають помилкові результати.

Однією з теорій міцності, яка дає адекватні результати для цегляних виробів, є теорія П. П. Баландіна, яка базується на результатах дослідів для крихкого матеріалу при одноосному розтягу і стисканні. Формула еквівалентності теорії міцності П. П. Баландіна, приводить складний напружений стан (для випадку, коли  $\sigma_1 > \sigma_2 = \sigma_3$ ) до простого одноосного, та має вигляд:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{(1 - \psi)(\sigma_1 + 2\sigma_3) - \sqrt{(1 - \psi)^2(\sigma_1 + 2\sigma_3)^2 + 4\psi(\sigma_1 - \sigma_3)^2}}{2\psi} \leq R_c \quad (5.21)$$

де  $\sigma_{\text{екв}}$  – напруження еквівалентне одноосному напруженому стану;  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – головні напруження;  $\psi = R_p/R_c$  – показник крихкості;  $R_c$  – межа міцності на одноосне стискання;  $R_p$  – межа міцності на одноосний розтяг;  $R_\tau$  – межа міцності на зсув.

Відповідно (5.21) міцність крихкого матеріалу, наприклад вогнетриву, оцінюється трьома основними показниками:  $R_c$ ,  $R_p$  і  $R_\tau$ . Ця обставина, та точність отриманих результатів, пояснює широке розповсюдження даної теорії. Вищевказане дозволяє виділити межу міцності на одноосне стискування як основну характеристику міцності при описі руйнування.

Для крихких матеріалів на теперішній час, крім критерію міцності П. П. Баландіна, також широко використовуються критерії Хоека-Брауна, та Л.Я. Парчевського – А.Н. Шашенко [288, 289, 290, 291, 292, 296].

Критерій міцності запропонований Хоеком і Брауном має наступний вигляд:

$$\sigma_1 = \sigma_3 + R_c \left( m \frac{\sigma_3}{R_c} + s \right)^{0,5} \quad (5.22)$$

де  $s$  – постійна, яка визначається на основі типу тіла;  $m$  – постійна, що визначається на основі тесту трьохосного навантаження, або на основі табличних даних.

Аналітичний вираз теорії міцності Л. Я. Парчевського – А. Н. Шашенко, отримане з тих же передумов, що і теорія міцності П. П. Баландіна:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{(\psi - 1)(\sigma_1 + \sigma_3) + \sqrt{(1 - \psi)^2(\sigma_1 + \sigma_3)^2 + 4\psi(\sigma_1 - \sigma_3)^2}}{2\psi} \leq R_c \quad (5.23)$$

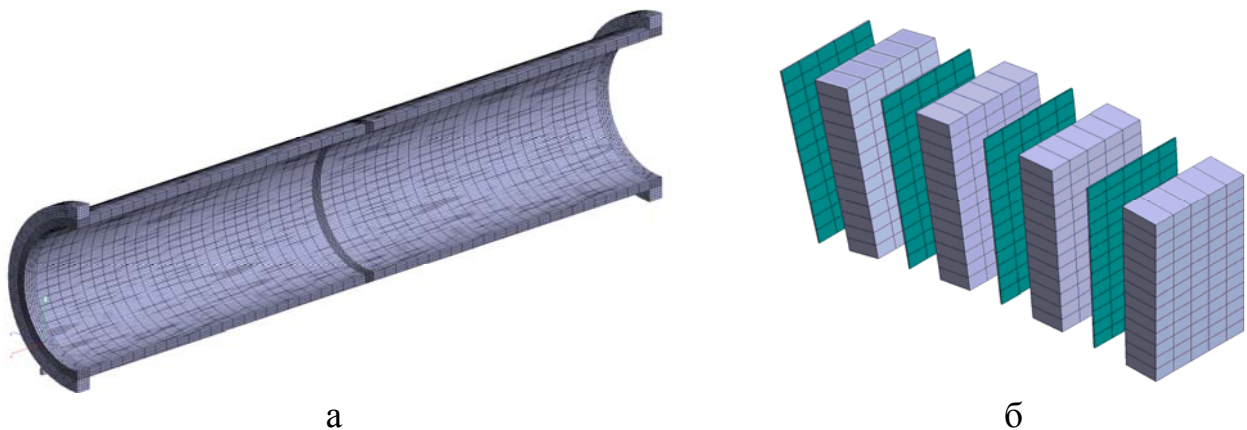
У критеріях міцності Л. Я. Парчевського – А. Н. Шашенко і Хоека-Брауна

передбачається, що крихкий матеріал, що розглядається містить структурні дефекти у вигляді тріщин.

### 5.5.2 Розрахункова схема

З точки зору технічної реалізації обертова піч представляє собою симетричну конструкцію. Тому для зведення до мінімуму машинного часу та розміру матриці жорсткості, в даній роботі розглядається половина виробу, яка отримана шляхом розділу вертикальною площиною симетрії. В скінчених елементах, що знаходяться в площині симетрії, встановлюють зв'язки перпендикулярні цьому напрямку. При розрахунках враховувалась циклічність температурних полів та можливості руйнування вогнетривів футерівки.

В розрахунковій схемі обертова піч моделюється фрагментами, що включають рядову та підбандажну циліндричну металеву оболонку, бандажі, вінцеву шестерню та футерівку. Дані фрагменти пов'язані між собою і займають увесь об'єм досліджуваної конструкції. Загальна розрахункова схема приведена на Рисунок 5.2. Однак специфіка роботи обертових печей, особливо для діаметра більше 3 м, передбачає встановлення між вогнетривами металевих пластин [72, 75, 94], що слугують зв'язкою при високих температурах. Схема розташування вогнетривів та металевих пластин в футерівці печі показана на Рисунок 5.21.



а – фрагмент між бандажами; б – вогнетрив та металеві пластини;  
Рисунок 5.21 – Схема встановлення пластин (спрощено)

Для повного відображення фізики процесів також враховувався перехід пластин при високих температурах з пружного в пластичний стан за рахунок зміни фізично-механічних характеристик що залежать від температури. В моделі

використовувались залежності модулю пружності  $G$  від температури  $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) для сталі та футерівки, що приведені на Рисунок 5.22, та залежності коефіцієнта лінійного розширення  $\alpha$  від температури  $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) на Рисунок 5.23.

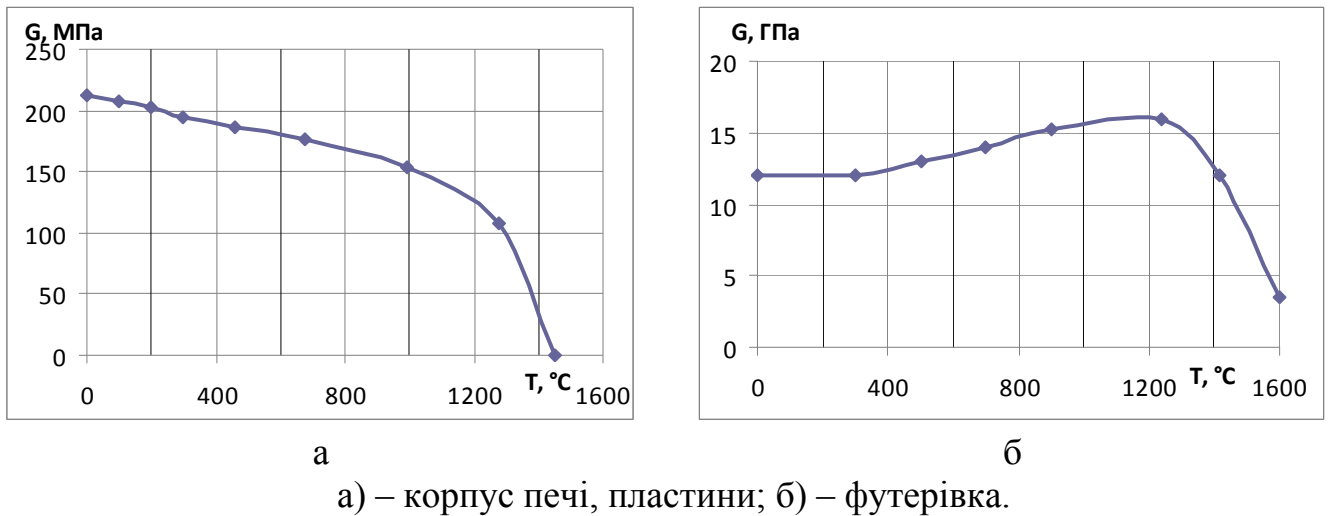


Рисунок 5.22 – Залежність модулю пружності від температури

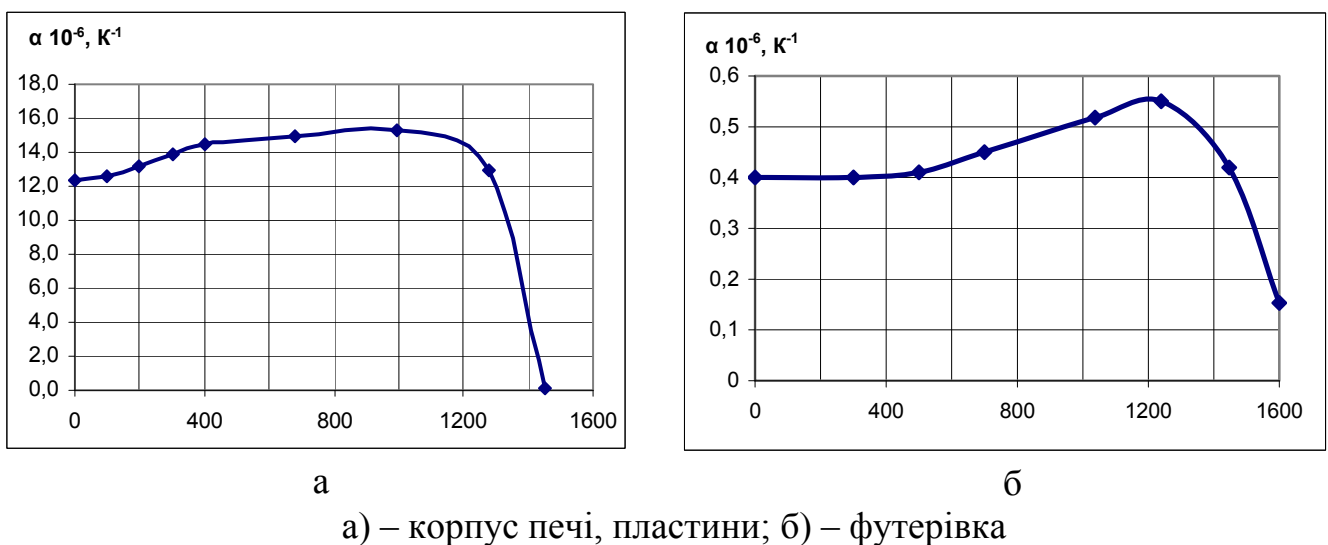


Рисунок 5.23 – Залежність коефіцієнту лінійного розширення від температури

Слідус зазначити, що термічне розширення футерівки має важливе значення при розрахунку на міцність для всіх елементів конструкції. У результаті термічного розширення вогнетривів конструкція обертової печі витримує значні навантаження, які можуть привести (при недостатній ширині температурних швів і ін.) до сколювання цегли й випаданню всього кільця футерівки. Процес виникнення й розвитку тріщин у вогнетривах досить складний, так як на нього впливають різні

фактори що визначаються: величиною коефіцієнта термічного розширення, значенням температур і характером їх розподілу у футерівці, ступенем монолітності, кількістю нагрівів і охолоджень, швидкістю зміни температури, товщиною швів між цеглинами й багато інших. У загальному випадку потрібно також враховувати що в композиційних матеріалах, які працюють в умовах повторних теплових впливів спостерігається накопичення неоднорідних властивостей та зміна фізико-механічних властивостей [205]. Характер впливу всіх цих факторів на процеси розширення футерівки може бути різним, причому окремі впливи часто комбінуються й перебувають у взаємозалежності [72–75].

### 5.5.3 Моделювання можливості утворення відколів у вогнетривах футеровки обертової печі

Проблемі визначення НДС, що утворюються у вогнетривах футерівки печі присвячено багато теоретичних і дослідних робіт. Однак на сьогоднішній день цю проблему не вдалося вирішити повністю. Обчислення величини напружень та деформацій проводяться різними спрощеними методами і в ряді випадків з використання суттєво спрощених вихідних даних [62, 64, 72, 75, 103, 104].

В роботі для визначення НДС конструктивних елементів обертової печі, які перебувають під дією зовнішніх сил і нерівномірних температурних полів, використовуються інтегрована система VESNA [68]. Система диференціальних рівнянь дискретизується за допомогою методу скінчених елементів (МСЕ) і представляється у вигляді двох систем алгебраїчних рівнянь високого порядку – теплопровідності й термомеханіки. Процес моделювання термонапруженого стану конструкцій виконується у два етапи. На першому вирішується задача тепло провідності. Оскільки система рівнянь є нелінійною, то використається ітераційний алгоритм. Другий етап полягає у формуванні матриці жорсткості й вектора еквівалентних вузлових термосилових навантажень із урахуванням отриманого температурного поля й нелінійності фізико-механічних характеристик для сталі й вогнетриву. Після її рішення, по отриманим значенням вузлових переміщень, обчислюються деформації й напруження в елементах кінцево-елементної моделі, і

аналізується загальний НДС конструкції.

Результатам теплового розрахунку наведені на Рисунок 5.24, де показані значення полів температури на внутрішній поверхні й центральній частині футерівки, відносно довжини печі.

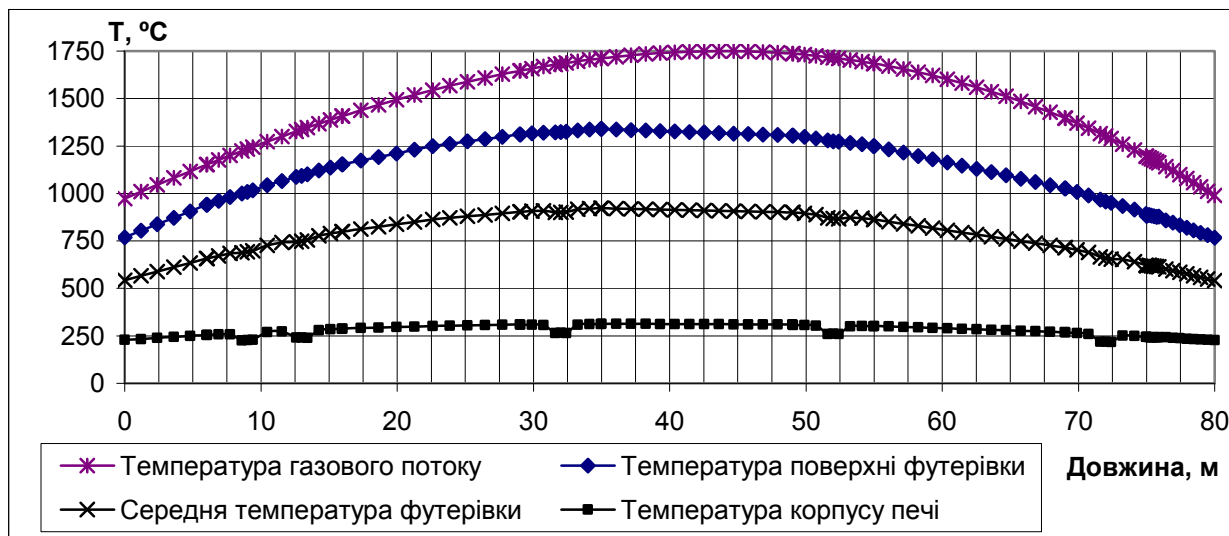
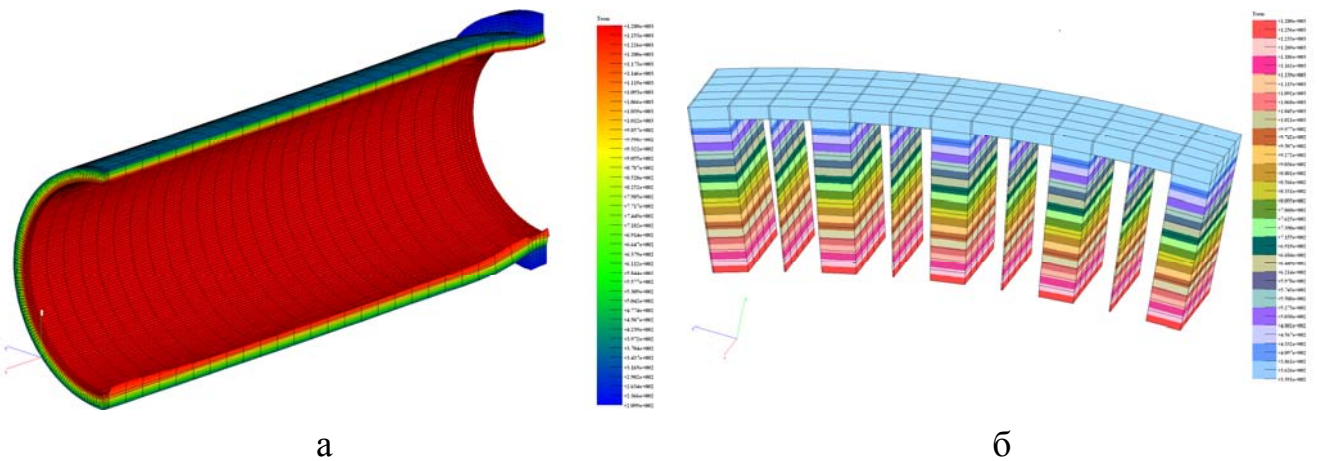


Рисунок 5.24 – Температура в корпусі печі

На графіку показана температура газів, що задається функцією, або по характерних точках. По довжині печі вона змінюється й становить від 950  $^\circ\text{C}$  до 1750  $^\circ\text{C}$  у зоні спікання. За рахунок конвективної і радіаційної складових теплообміну внутрішня «гаряча» поверхня футерівки прогрівається, і її температура знаходиться в межах 850  $^\circ\text{C}$  – 1350  $^\circ\text{C}$ . Середня температура, визначена в центрі вогнетриву, представлена на графіку й становить 550  $^\circ\text{C}$  – 900  $^\circ\text{C}$ .

Температура зовнішньої, «холодної» частини футерівки, не істотно відрізняється від температури металевих корпусу, значення якої, по поздовжньому перетині печі, показано на графіку. Температура корпусу печі змінюється від 210  $^\circ\text{C}$ , у зонах охолодження й екзотермічних реакцій, до 340  $^\circ\text{C}$  у зоні спікання. Деяке зниження температури корпусу спостерігається в зоні бандажів і вінцевої шестірні, що пояснюється більш інтенсивним охолодженням зовнішнім середовищем.

Температури по товщині футерівки показані на Рисунок 5.25.

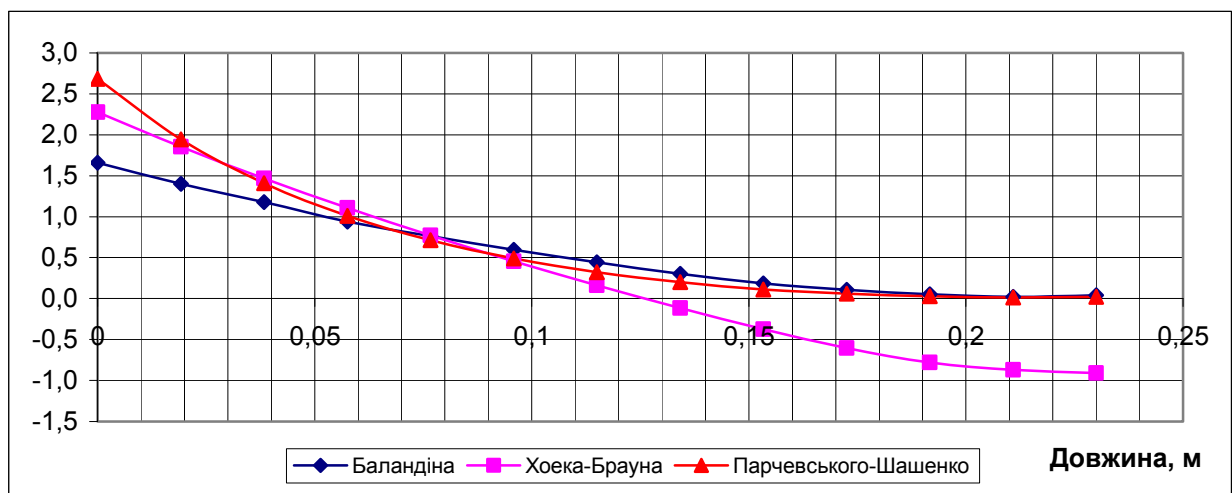


а – температура фрагменту печі; б – температура корпусу, футерівки та пластин (показано спрощено).

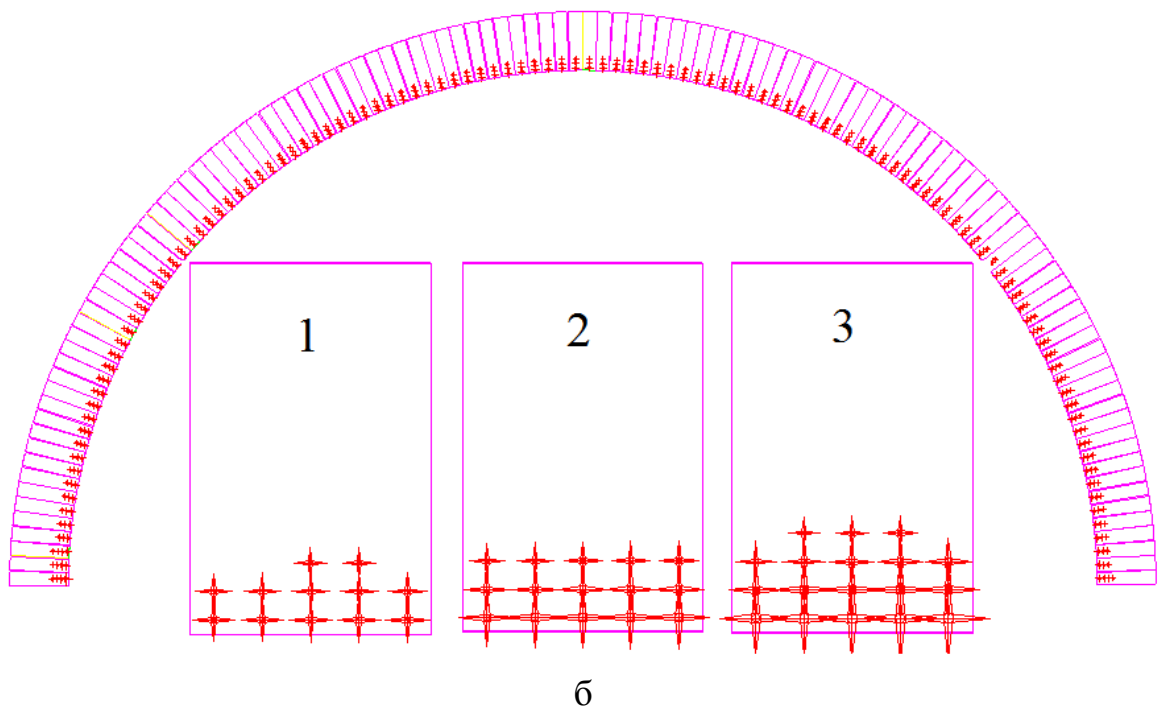
Рисунок 5.25 – Розподіл температур по товщині футерівки

Розрахунок виконаний для високотемпературної ділянки печі. Як видно з отриманих даних температура на робочій поверхні футерівки складає 1300 °С, і зменшується по товщині до значення температури корпусу, яка становить 325 °С.

Нижче, для порівняння, розглядається розрахунок НДС без врахування, та з урахуванням, залежностей модуля пружності та коефіцієнту лінійного розширення від температури. На Рисунок 5.26 приведені значення еквівалентних напружень без врахування залежності від температури модуля пружності та коефіцієнту лінійних розширень. Температура відкритої поверхні вогнетриву становить 1300 °С. Далі при розрахунках розглядаються вогнетриви з межею міцності на стискання  $R_c = 45$  МПа, межею міцності на розтяг  $R_p = 15$  МПа.



а

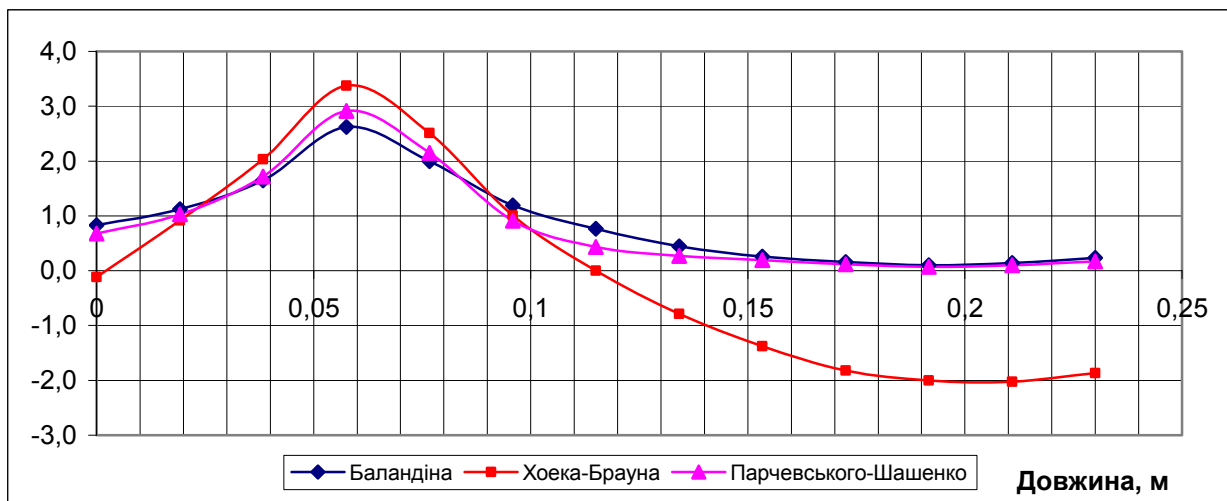


а – оцінка міцності за різними критеріями; б – візуалізація руйнувань;  
 1 – по критерію Баландіна; 2 – по критерію Хоека-Брауна; 3 – по критерію Парчевського-Шашенко.

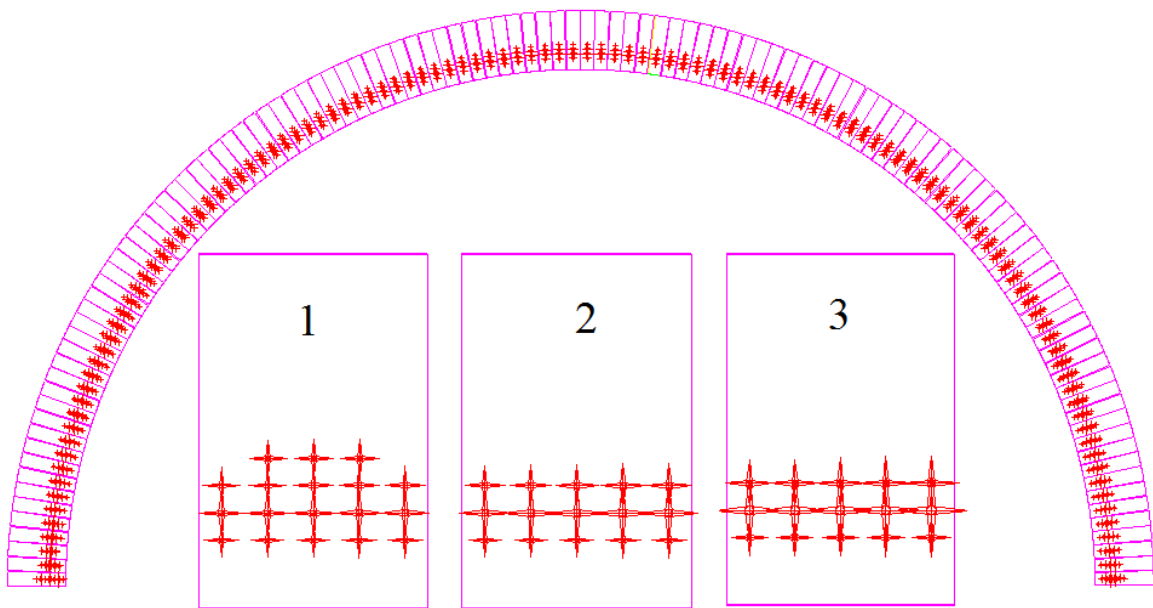
Рисунок 5.26 – Схеми руйнування в футерівці без врахування залежностей ФМХ від температури

На графіку представлені результати оцінки міцності за трьома критеріями міцності: Баландіна, Хоека-Брауна та Парчевського-Шашенко. Як видно з наведених даних видно, що найбільші еквівалентні напруження локалізувалися безпосередньо на робочій поверхні футерівки, тобто сколювання та тріщини у вогнетриві не виникають. Отримані напруження викликані максимальними температурами і відповідно максимальним коефіцієнтом термічного розширення на відкритій поверхні вогнетриву. Однак вказане явище не є характерним для обертових печей при практичному використанні.

При врахуванні залежностей фізико-механічних характеристик матеріалів конструктивних елементів печі від температури, було отримано більш вірогідні результати, які підтверджуються на практиці. Температурне поле, в даному випадку, змінюється не суттєво, і загалом відповідає наведеному на Рисунок 5.25. На Рисунок 5.27 приведені напруження у вогнетривах кільця футерівки з врахування залежності від температури модуля пружності та коефіцієнту лінійних розширень, при температурі відкритої поверхні вогнетриву 1300 °С. На Рисунок 5.27а показана оцінка міцності відносно довжини, на Рисунок 5.27б схеми руйнування вогнетривів.



а



б

а – оцінка міцності за різними критеріями; б – візуалізація руйнувань; 1 – по критерію Баландіна; 2 – по критерію Хоека-Брауна; 3 – по критерію Парчевського-Шашенко.

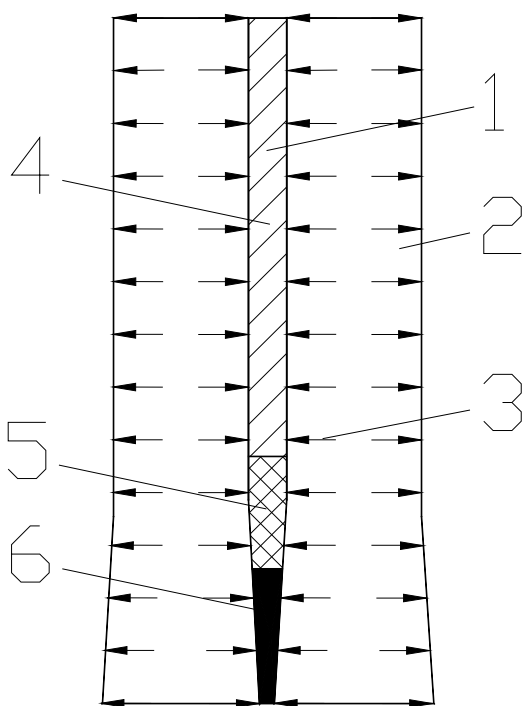
Рисунок 5.27 – Схеми руйнування в футерівці з врахування залежностей ФМХ від температури

На графіку представлені результати оцінки міцності за наступними критеріями: Баландіна, Хоека-Брауна та Парчевського-Шашенко. З графіків видно, що при оцінюванні можливостей виникнення ефекту сколювання вказані критерії міцності дають рівнозначний результат. Відповідно до розглянутих теорій міцності в місцях, де критерій перевищує 1,0, виникають руйнування вогнетривів. Причому значення, в яких еквівалентні напруження перевищують 1,0, що свідчить про можливість утворення тріщин, суттєво не відрізняються.



Як слідує з наведених даних зона можливого руйнування та найбільші за значенням напруження виникають на деякій відстані від поверхні вогнетриву, на відміну від схеми руйнування без врахування залежностей ФМХ від температури приведеної на Рисунок 5.25.

З Рисунок 5.27 видно що максимум знаходиться на відстані 60 мм, а зона в якій значення перевищує 1.0 на відстані 20-100 мм від «гарячої» поверхні вогнетриву. На інших ділянках критерій міцності не перевищує 1.0. На ділянці що контактує з корпусом печі критерій міцності значно менше 1.0 і становить приблизно 0.1-0.2. Це означає, що руйнування в цих місцях найменш ймовірне. Таку закономірність підтверджують літературні дані, які вказують що тріщини виникають не ближче, ніж  $50 \div 60$  мм від робочої поверхні та практичний досвід експлуатації обортових печей. [64, 75].



1 – металева пластина; 2 – вогнетрив; 3 – сила; 4 – пружна; 5 – пластична; 6 – розплав.

Рисунок 5.28 – Дія сил на пластину

З наведених даних видно, що значення на графіках мають виразно виражений екстремум, у якому критерій руйнування перевищують значення 1.0, що свідчить про можливе руйнування вогнетривів на цій ділянці. Можливість утворення руйнування (відколу) викликана тим, що при зміні температури металева пластина частково знаходиться в пружному, пластичному та розплавленому стані. На ділянці в якій вона частково переходить у розплавлений стан вогнетрив має можливість вільно переміщуватись, що не викликає істотних напружень, і відповідно термічних деформацій в коловому напрямку.

Вказане явище показано на Рисунок 5.28. За рахунок цього вогнетрив на цій ділянці перебуває в більш вільному, не «стиснутому» стані. В результаті цього виникають стискаючі і розривні напруження у різних площинах, провокуючи утворення напруження на згин, результатом якого,

крім вигину, є поява сил розриву за рахунок чого виникає руйнування.

Наявності матеріалу, що обробляється, викликає зміни градієнту температур в футерівці. У цьому випадку на поверхні вогнетривів, закритих шаром матеріалу, температура зменшується на 150 – 200 °С. Схема руйнування вогнетривів має вигляд приведений на Рисунок 5.29.

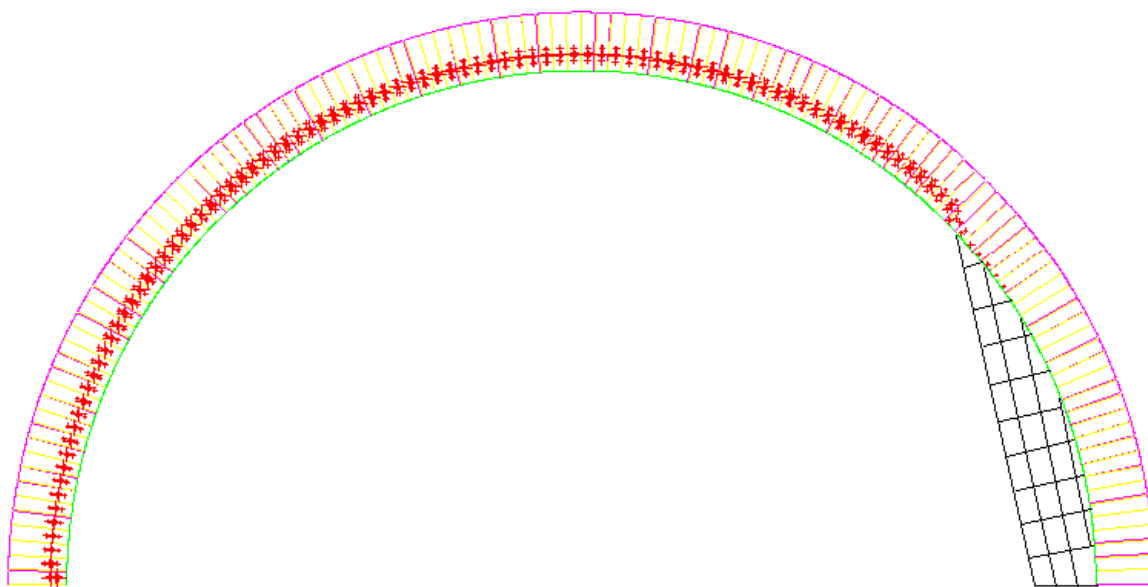


Рисунок 5.29 – Схеми руйнування футерівки з врахуванням матеріалу

Результати аналізу свідчать, що в місці знаходження футерівки під шаром матеріалу критерій міцності менше 1.0, і руйнування вогнетривів в цьому місці мало ймовірне. Це пояснюється нижчою, в порівнянні з відкритою ділянкою футерівки, температурою поверхні вогнетриву.

Температура вогнетривів змінюється по довжині печі, що зображено на Рисунок 5.24. В даному випадку у вогнетривах, що знаходяться в різних зонах виникають напруження, які можуть викликати руйнування в різних зонах. На Рисунок 5.30 показана оцінка міцності вогнетриву отримана по перерізу за критерієм Баландіна. Досліджувались вогнетриви що мають температуру 1100 °С на «гарячій» поверхні та 260 °С в зоні контакту з металевим корпусом, також вогнетриви з температурою (1200–292) °С, (1300–318) °С, (1450–342) °С відповідно.

Як видно із графіків підвищення температури «гарячої» поверхні вогнетриву сприяє утворенню ділянки з відколом. При цьому спостерігається переміщається

зони найбільших напружень від робочої поверхні вогнетриву. При зменшенні температури величина ділянки зменшується, так при температурі 1100 °С та нижче, руйнування не відбувається.

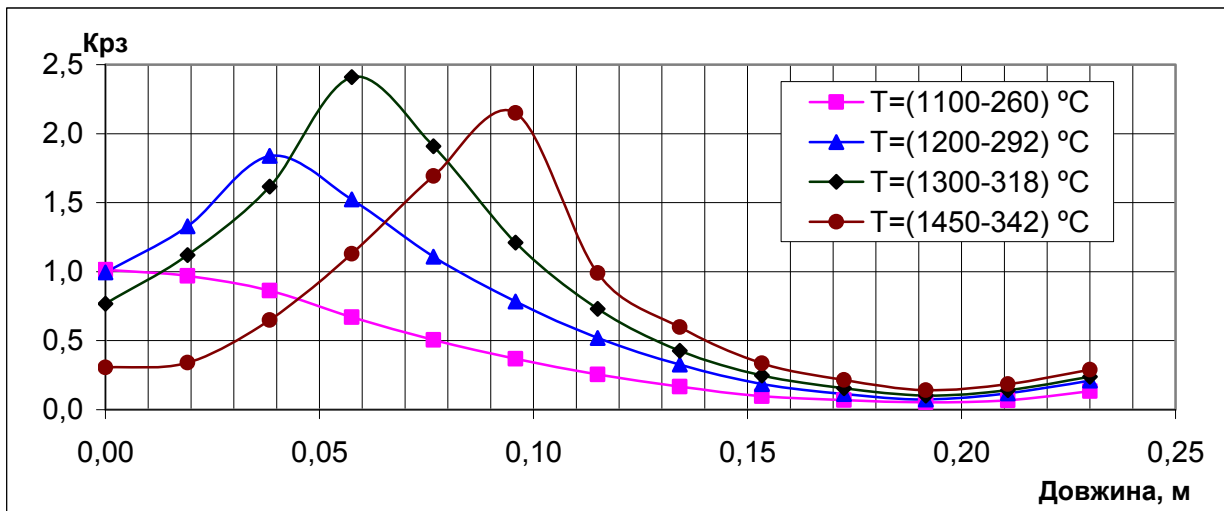


Рисунок 5.30 – Оцінка міцності вогнетриву при зміні температури поверхні

Згідно розрахунку при температурі 1450 °С утворення відколу можливо на ділянці 55-115 мм від «гарячої» поверхні вогнетриву, де критерій міцності перевищує 1.0. Максимальні значення знаходяться на відстані 90-100 мм. При  $T=1300^\circ\text{C}$  сколювання можливе на ділянці 20-100 мм, максимум 65 мм. При  $T=1200^\circ\text{C}$  на ділянці 5-80 мм, максимум 40 мм. При  $T=1100^\circ\text{C}$  і нижче напруження не перевищують межі міцності, тому зон де можливий відкол не виникає.

В процесі експлуатації обертової печі відбувається зношування футерівки. Зазвичай її товщина зменшується від початкової 230 мм, до 80 мм. В роботі промодельована можливість утворення відколу при зменшенні довжини вогнетривів та розглянуті вогнетриви довжиною 230, 180, 150, 120 та 80 мм. Температура на робочій поверхні футерівки становить 1300 °С, температура корпусу визначається з умов теплообміну з навколишнім середовищем. Результати розрахунку приведені на Рисунок 5.31.

З приведених даних видно, що при зменшенні товщини футерівки вірогідність розколювання вогнетриву зменшується, і максимальні значення становлять 2.41 для вогнетриву 230 мм, 2.06 – 180 мм, 1.7 – 150 мм, 0.94 – 120 мм, 0.42 – 80 мм. Вказані значення пояснюються зменшенням величини пластичної та розплавленої зон, що

впливає на загальний НДС вогнетриву.

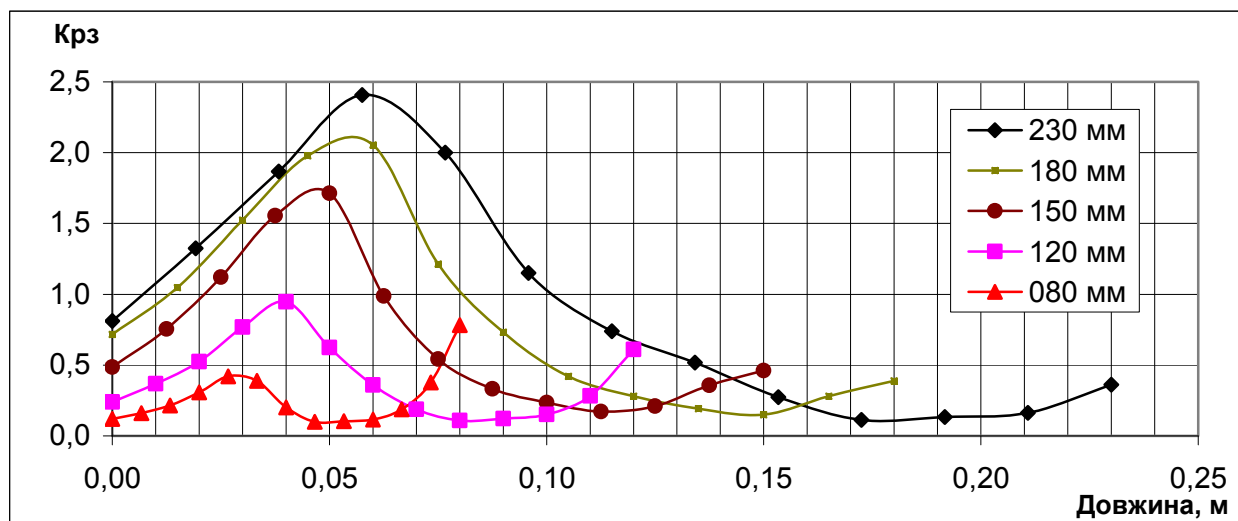


Рисунок 5.31 – Оцінка міцності при зміні товщини футерівки

Напруження в місці контакту вогнетриву з корпусом монотонно збільшується, не перевищуючи допустимих, і становлять 0,36 – 230 мм, 0,78 – 80 мм. При цьому для вогнетриву розміром 80 мм напруження на ділянці контакту з корпусом печі перевищує пік напруження всередині вогнетриву. Дійсно, в працюючих печах сколювання зазвичай відбувається на початковому етапі роботи, тобто у менше зношених вогнетривах. Слід зазначити той факт, що при зменшенні вогнетриву ширина зони та величина найбільших напружень зменшується, і одночасно вона переміщається від робочої поверхні. Це показує, що зношені вогнетриви менш чутливі до виникнення тріщини і вірогідність виникнення наступної суттєво зменшується. Вказані дані слід брати до уваги при виборі геометричних форматів вогнетривів для футеровки обертових печей.

Для усунення можливості виникнення сколювання в вогнетривах пропонується використовувати гофровані металеві пластини, або пластини, що виконані у вигляді сітки [182], що дозволяє запобігти відколам і руйнуванню вогнетриву.

## 5.6 Рекомендації по ресурсу та енергозберігаючим конструкціям

### 5.6.1 Енергозбереження за рахунок встановлення вінцевої шестерні

Привідний устрій обертової печі складається з вінцевої та підвінцевої шестерні. Крутний момент передається з підвінцевої на вінцеву шестерню з допомогою

зубчатої передачі. Зубчастий вінець кріпиться до корпусу печі тангенціальними, концентрично розташованими пружинами. Кінці тангенціальних елементів жорстко закріплені на зубчатому вінці та корпусі печі.

Базова конструкція має той недолік, що в момент пуску, при зміні частоти обертання та при зупинці, внаслідок інерції барабана і напружень, що при цьому виникають, навантаження на зуби вінцевої та підвінцевої шестерні змінюються раптово, що призводить до нерівномірного зношення зубів зубчатої зачеплення та вузла з'єднання вінцевої шестерні з корпусом барабана печі.

Технічне рішення, приведене на Рисунок 5.32, відрізняється тим, що пластина з'єднання зубчатого вінця з корпусом барабану виконана зі згином, величина якого не менша кроку зуба вінцевої шестерні. Таке з'єднання сприяє зменшенню динамічних навантажень на елементи печі при пуску і зміні частоти обертання, забезпечуючи плавну роботу передачі. Новизна розробленого технічного рішення підтверджена патентом на винахід [302–305].

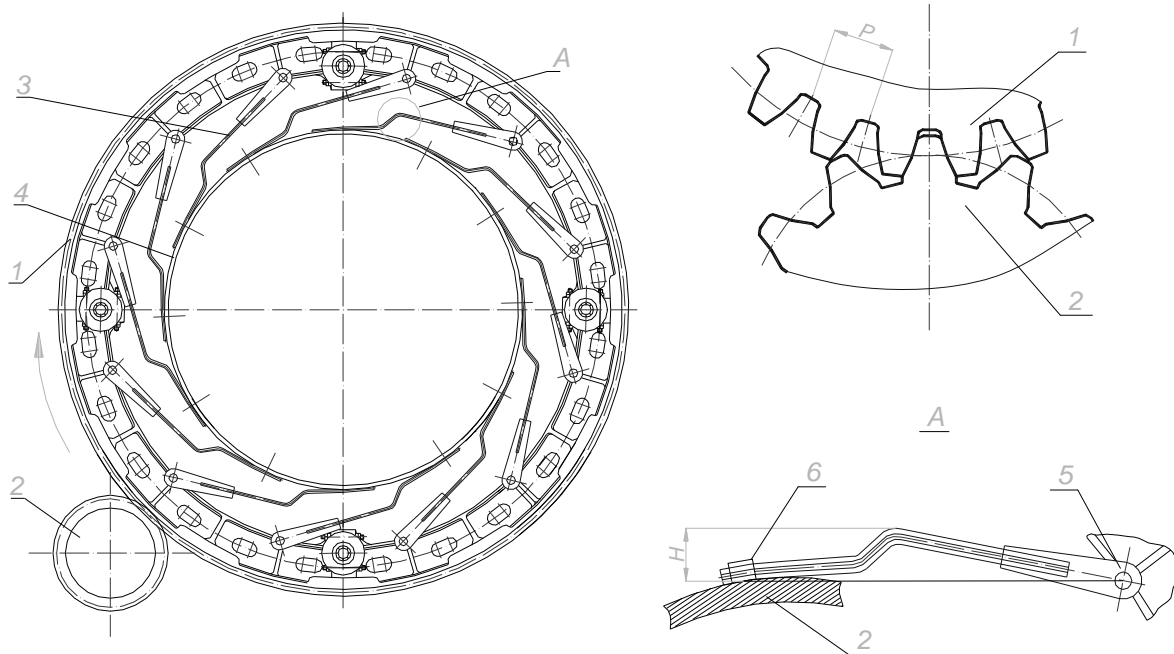


Рисунок 5.32 – Вузол з'єднання вінцевої шестерні з корпусом обертової печі

Обертовий момент при пуску та зупинці печі передається від підвінцевої 2 до вінцевої шестерні 1 з допомогою зубчатої передачі. Підвінцева шестерня передає крутний момент на вінцеву, яка має крок зуба  $P$  що складається з ширини зуба та відстані між зубами. В момент пуску, за рахунок значної маси обертової печі та

інерційних сил, корпус залишається нерухомим. Навантаження, які виникають при цьому сприймає з'єднувальний пружний елемент 3 який виконаний зі згином  $N$  величина якого не менше кроку зуба вінцевої шестерні. За рахунок цього при обертанні на відстань в один крок зуба пружний елемент може деформуватись і поступово набираючи пружність демпфувати різкий скачок навантажень.

При зупинці приводу, корпус печі 4 продовжує рухатися по інерції повертаючись відносно вінцевої шестерні 1. Внаслідок цього виникають надлишкові зусилля в вузлі з'єднання вінцевої шестерні з корпусом 4. Згин  $N$  пружного елементу 3 дозволяє йому деформуватись і компенсувати вказані навантаження.

При значних навантаженнях надлишкові зусилля в вузлі призводять до перевантаження зубчатої передачі, тим самим скорочуючи її довговічність. Вказане конструктивне рішення сприяє більш ефективній компенсації навантажень, що виникають в з'єднанні шестерні з барабаном в період пуску і зупинки печі, та більш рівномірному розподілу навантаження на зубчасту передачу, що збільшує її довговічність та термін служби пружних елементів і зменшує термін зносу зубчатого зачеплення. Це дозволяє підвищити довговічність зубчатої передачі та збільшити термін служби з'єднувальних пружин.

Для числового моделювання роботи вузла з'єднання вінцевої шестерні з корпусом барабана, і визначення НДС конструкції розроблена розрахункова схема, що представлена на Рисунок 5.33.

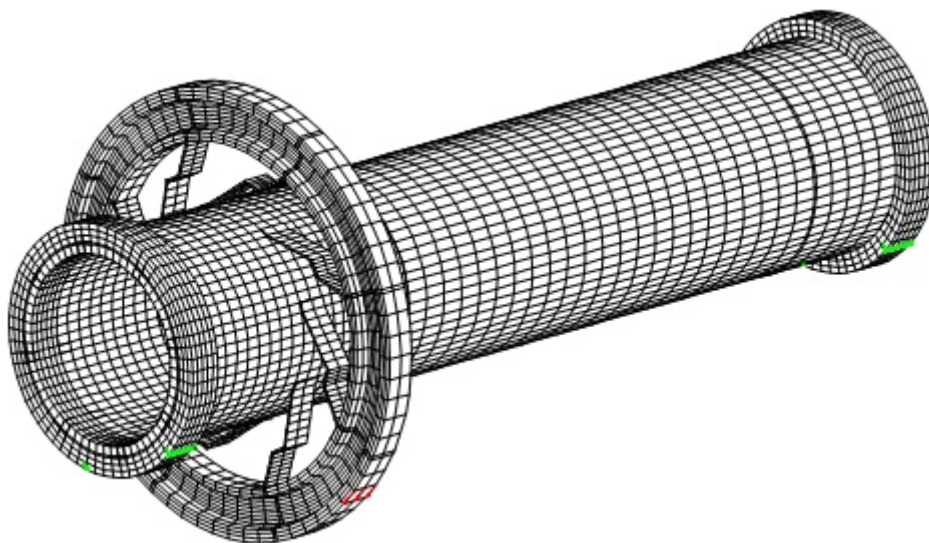


Рисунок 5.33 – Розрахункова схема вузла з'єднання

Схема включає корпус печі, футерівку, бандажі, вінцеву шестерню та розпірні пластини. Дія підвінцевої шестерні, передача крутного моменту, моделюється силою яка прикладена на вказаній ділянці вінцевої шестерні.

Порівняння схем переміщення, при базовому варіанті з'єднання зубчатого вінця з корпусом (коефіцієнт масштабування 100), та з використанням пластин виконаних із згином (коефіцієнт масштабування 10) представлені на Рисунок 5.34.

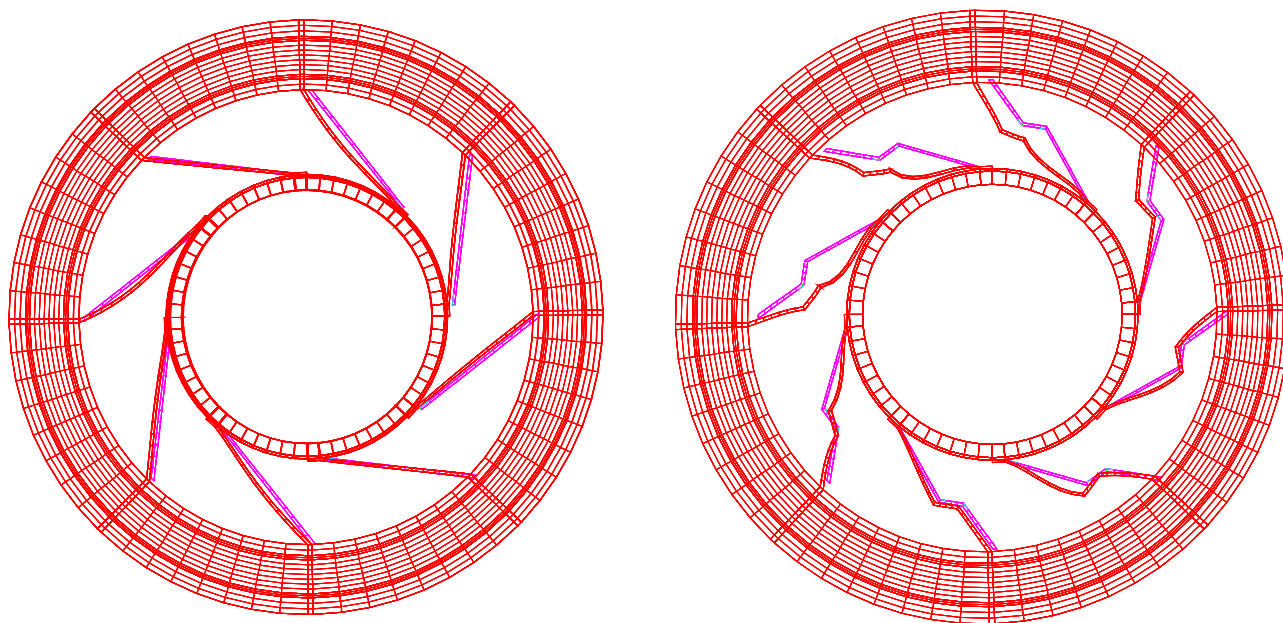


Рисунок 5.34 – Порівняння схем переміщення

На Рисунок 5.35 показані значення переміщень у вінцевій шестерні при використанні різних з'єднувальних пластин.

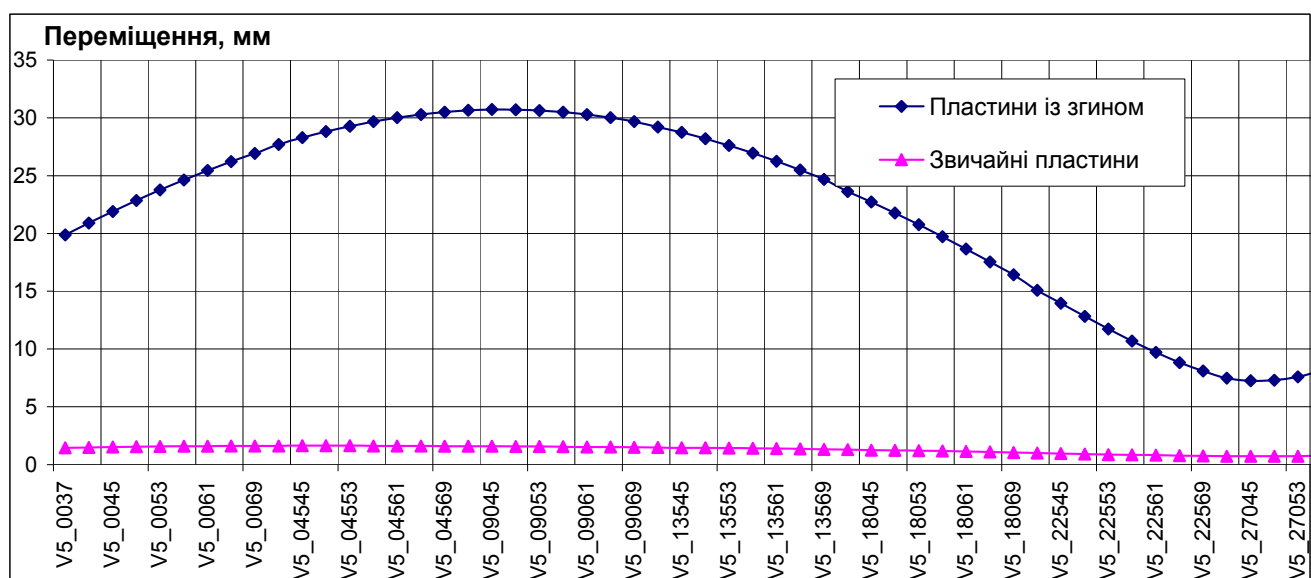


Рисунок 5.35 – Переміщення вінцевої шестерні

Для базової конструкції максимальне переміщення становить 1,3 мм, для пластин із згином 31 мм, що відповідає ширині зуба зубчатої передачі.

Для аналізу працездатності механізму приводу обертової печі, по енергетичній теорії міцності, визначались еквівалентні напруження у вінцевій шестерні Рисунок 5.36 та пластинах з'єднання Рисунок 5.37.

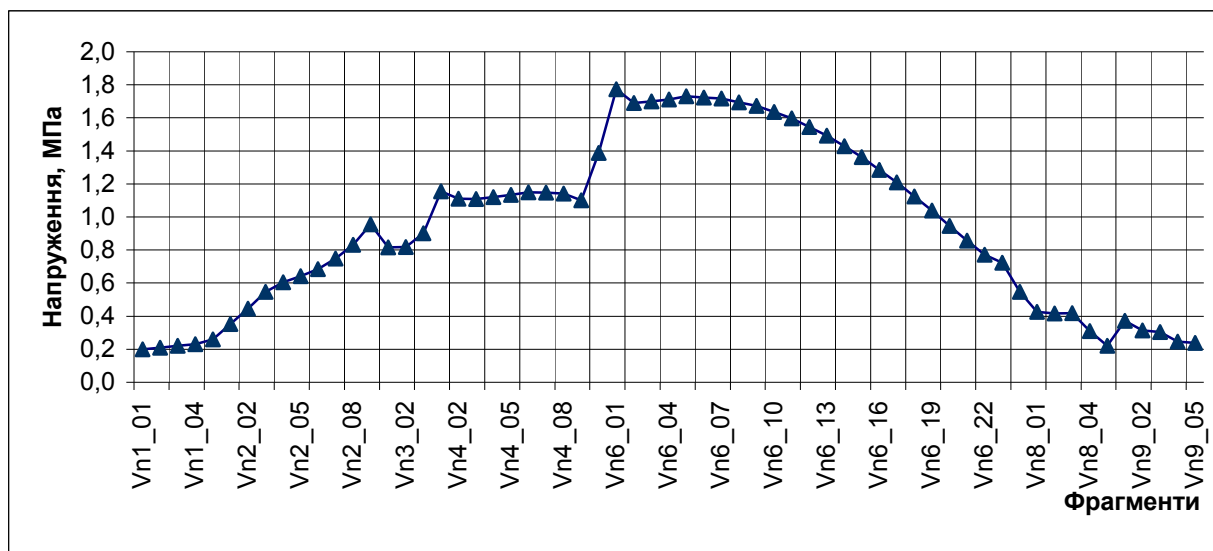


Рисунок 5.36 – Еквівалентні напруження в вінцевій шестерні

З отриманих результатів встановлено, що максимальні напруження виникають в зоні контакту вінцевої та підвінцевої шестерні та складають 1,77 МПа.

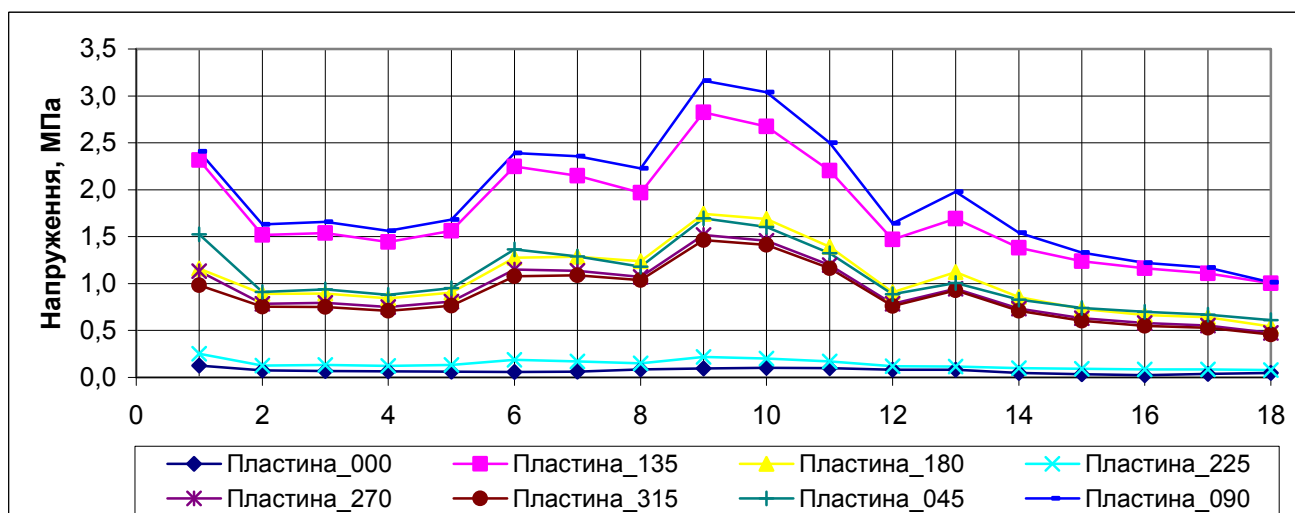


Рисунок 5.37 – Еквівалентні напруження у пластинах з'єднання із згином

Максимальні напруження виникають в пластинах що розташовані в зоні контакту вінцевої та підвінцевої шестерні. Максимальні значення не перевищують 3.16 МПа, що є допустимим.

Таким чином запропоноване конструктивне рішення сприяє більш ефективній

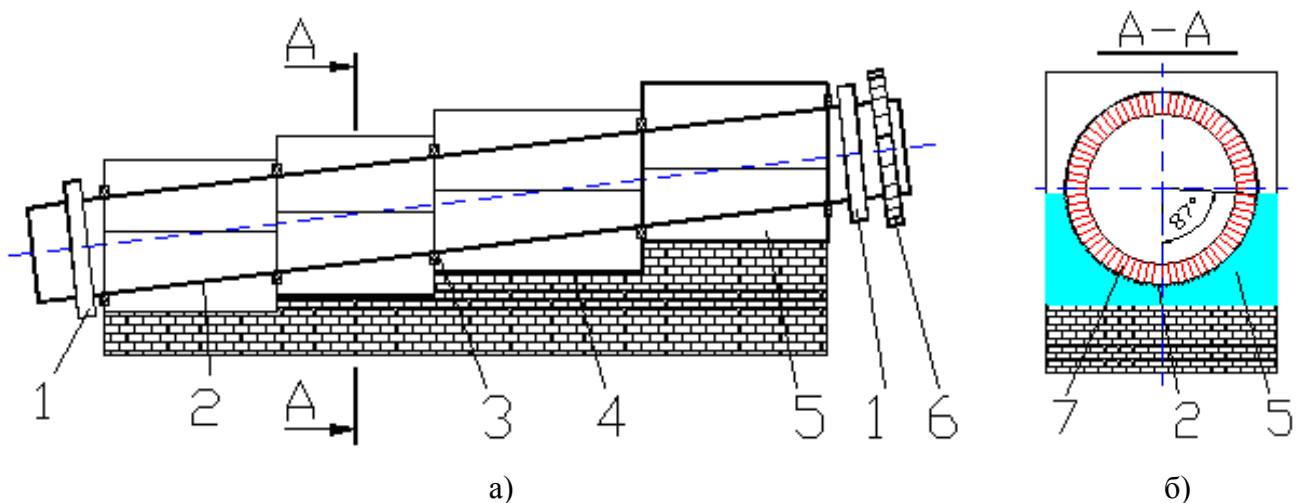


компенсації навантажень, що виникають в з'єднанні шестерні з барабаном в період пуску, зміни числа обертів і зупинки печі, та більш рівномірному розподілу навантаження на зубчасту передачу, що збільшує її довговічність та термін служби пружних елементів і зменшує термін зносу зубчатого зачеплення.

#### 5.6.2 Енерго – ресурсозбереження за рахунок встановлення корпусу

Для підвищення надійності та довговічності корпусу та футерівки обертової печі пропонується розміщення корпусу в ємності наповненою рідиною. Вказана ціль вирішується тим, що корпус розміщений в ємності яка виконана у вигляді секцій, розташованих уздовж осі корпусу та відокремлених ущільнюючими пристроями. Секції в ємності розташовані безперервно уздовж корпуса та зміщені у вертикальному напрямку, відносно одна до одної відповідно до кута нахилу печі до горизонту. Це зменшує габарити ємності, його металоємність, а також навантаження на корпус за рахунок зменшення перепаду тисків на кінцях секції, що створює більш сприятливі умови механічного навантаження несучої конструкції корпусу печі і сприяє зменшенню викривленості при впливі різнознакових циклічних навантажень.

Технічне рішення пояснюється на Рисунок 5.38 де зображені запропонована обертова піч, вид збоку та перетин.



а) Барабан обертової печі; б) Поперечний перетин барабану

1 – опорно-упорні вузли; 2 – циліндричний корпус; 3 – ущільнюючі пристрої;  
4 – ємність; 5 – рідина; 6 – приводний пристрій; 7 – футерівка.

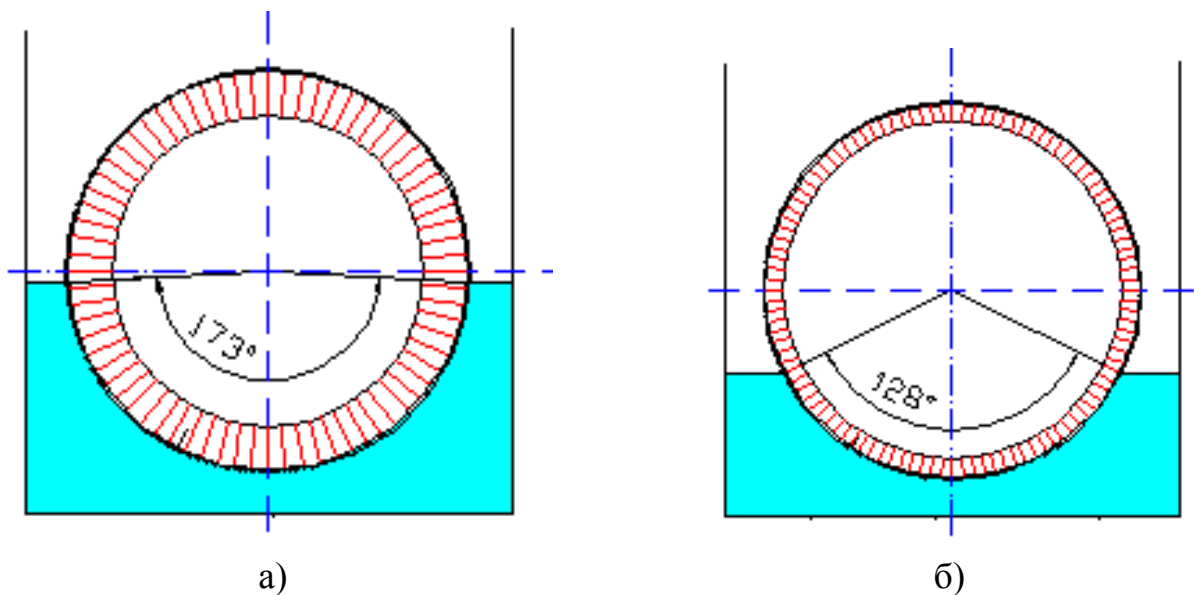
Рисунок 5.38 – Встановлення корпусу печі в баки з рідиною

Корпус 2, що розміщений у рідкому середовищі 5, знаходиться в стані, близькому до невагомості. В результаті занурення корпусу в рідину виникає

виштовхуюча сила, що рівна масі витісненої рідини, і направлена наверх. Ця сила, протидіє вертикальній силі від маси барабана і знижує навантаження на корпус так як вона рівномірно розподілена по довжині. Маса обертового барабана порівнянна з масою рідкого середовища 5, наприклад води в секції 4, що витісняється об'ємом циліндричного корпусу 2. Маса й об'єм обертового корпусу 2 розраховуються так, щоб сила ваги обертової маси дорівнювала силі рідкого середовища, що його виштовхує. Кількість секцій ємності визначається виходячи з довжини печі і можливого типу футерівки з урахуванням температурних зон печі. При розрахунку ємності з рідиною контур секції ємності може бути довільним. Опорно-упорні вузли 1, що встановлені лише на кінцях печі, сприймають навантаження при виникненні розбалансу між виштовхуючою силою рідини та силою від ваги обертової маси.

Це дозволяє зменшити металоємність ємності, підвищити вимоги до умов роботи несучої конструкції корпусу, тобто зменшити його металоємність, збільшити термін служби футерівки та зменшити кількість проміжних опорно-упорних вузлів до двох, суттєво зменшивши при цьому їх навантаження. Новизна розробленого технічного рішення підтверджена патентами на винахід [306, 307].

Кількість рідини, якої достатньо для утримання корпусу в вертикальному положенні, та її дія на корпус визначалась по схемі приведений на Рисунок 5.39.



а) – товщина футерівки 230 мм; б) – товщина футерівки 80 мм.

Рисунок 5.39 – Геометрія конструктивних елементів

Основними навантаженнями є власна вага корпусу печі, футерівки, бандажів і

ведучого зубчастого колеса. Значно меншу частку становить вага оброблюваного матеріалу, тому в розрахунках він не враховується. Дія рідини на стінки корпусу визначалась по статичному тиску за рахунок заповнення ємкості. Враховувались варіанти заповнення – при товщині футерівки 230 мм, та при її зносі до 80 мм.

Для визначення ефективності розглянутого технічного рішення визначався НДС обертової печі. Як порівняння показані еквівалентні напруження в корпусі при відсутності Рисунок 5.40, та наявності рідини в ємності Рисунок 5.41.

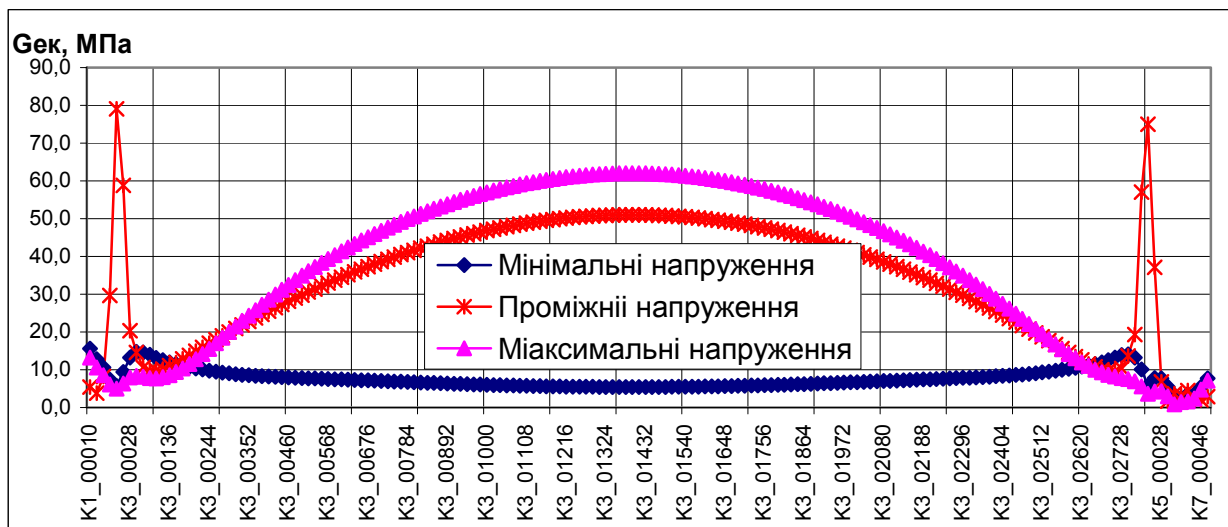


Рисунок 5.40 – Еквівалентні напруження в корпусі при відсутності рідини

При відсутності рідини максимальні напруження в корпусі становлять 62 МПа, а в зоні встановлення бандажів та вінцевої шестерні 80 МПа. Максимальні та мінімальні напруження, дозволяють встановити амплітудні ( $G_a=28.3$  МПа), та середні напруження ( $G_m=33.7$  МПа), для визначення ресурсу роботи печі.

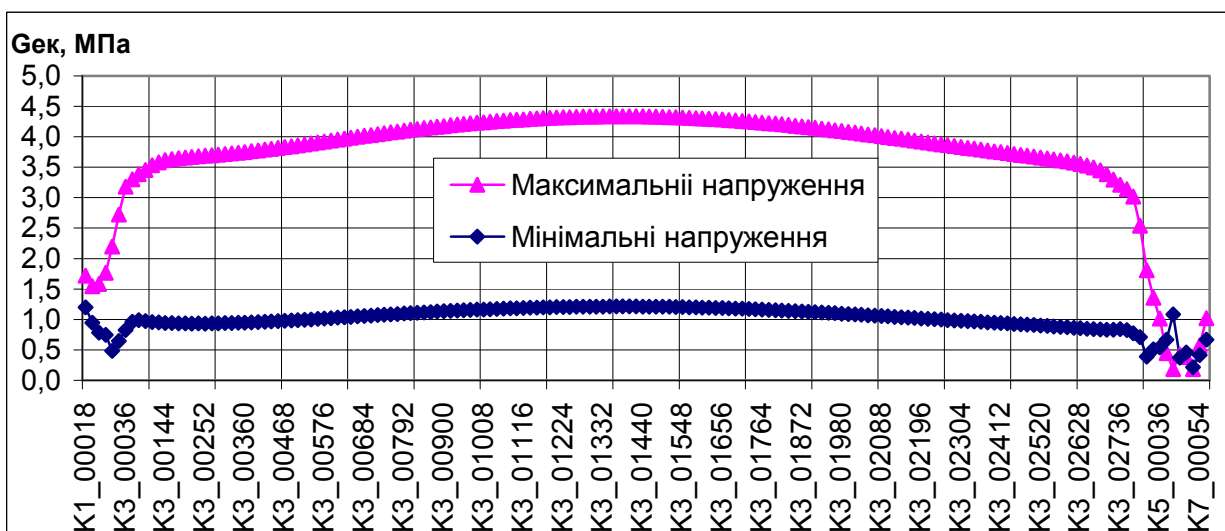


Рисунок 5.41 – Еквівалентні напруження в корпусі при наявності рідини

При наявності рідини НДС конструкції суттєво змінюється. Максимальні в корпусі становлять 4.33 МПа, мінімальні 1.21 МПа, при цьому амплітудні 1.56 МПа, а середні напруження 2.77 МПа. Це дає змогу суттєво збільшити ресурс використання, або зменшити товщину корпусу.

Максимальний прогин печі складає 89.6 мм при відсутності рідини, та 3.2 мм при наявності. Результати розрахунку переміщення корпусу при наявності рідини приведені на Рисунок 5.42.

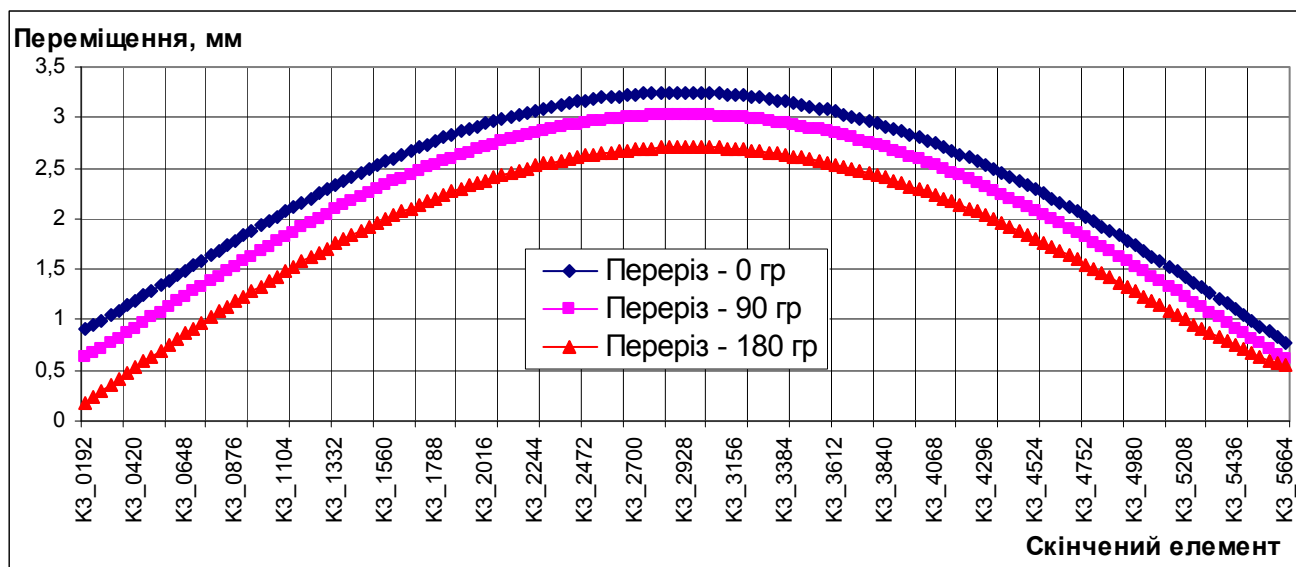


Рисунок 5.42 – Переміщення корпусу печі

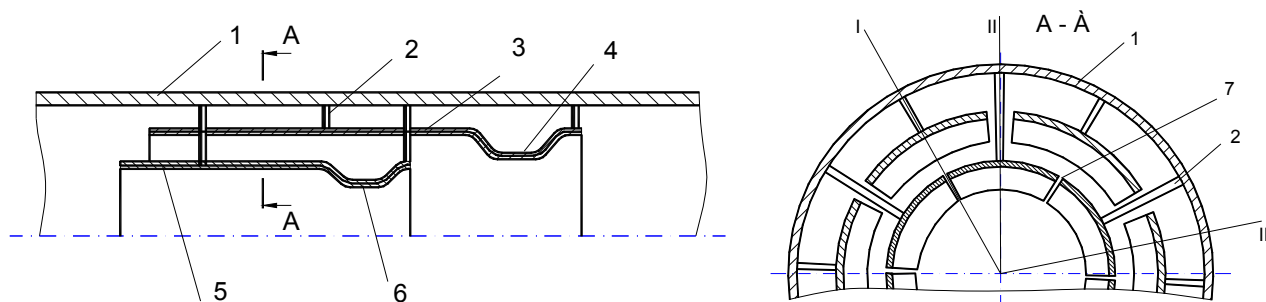
Таким чином вказане технічне рішення сприяє зменшенню металоємності конструкції, збільшенню терміну служби корпусу та футерівки і зменшенню проміжних упорних вузлів до двох, суттєво зменшивши при цьому їх навантаження.

### 5.6.3 Підвищення теплової ефективності печі при використанні вихрового теплообмінника

Ефективність застосування теплових агрегатів барабанного типу в значній мірі залежить від раціонального використання палива й правильного вибору конструктивних елементів, які повинні забезпечувати надійну роботу печі як теплового агрегату. Для інтенсифікації теплообміну між матеріалом і газовим потоком у печах встановлюються внутрішні пічні теплообмінники. Цілю цих пристроїв є розподіл матеріалу в створених вихрових потоках трубних газів для поліпшення теплообміну між газом і матеріалом. Крім цього на полках теплообмінника здійснюється

інтенсивний теплообмін за рахунок теплопередачі між його стінками й гартованим матеріалом. В зв'язку з цим пропонується використання внутрішньо пічного теплообмінника, ефективність якого вище в порівнянні з існуючими апаратами, що є перспективним для його впровадження в технологічний процес. Новизна технічного рішення підтверджена патентами на винахід [308, 309]. Важливими показниками якості роботи теплообмінника є можливість створення ефективних вихрових структур у газовому потоці без істотного збільшення аеродинамічного опору та швидкості потоку, тому що це буде сприяти винесенню пилу [104].

Конструктивна схема теплообмінника наведена на Рисунок 5.43.



1 – корпус печі; 2 – опорні стійки; 3 – зовнішній щабель; 4 – входна ділянка зовнішнього щабля; 5 – внутрішній щабель; 6 – входна ділянка внутрішнього щабля; 7 – зазори; I, II, III – поздовжні перетини теплообмінника.

Рисунок 5.43 – Схема конструкції вихрового теплообмінника

Теплообмінник призначений для інтенсифікації теплообміну між матеріалом і газовим потоком. Вихровий теплообмінник, встановлений в завантажувальному кінці обертової печі має дугоподібні сегменти, установлені на опори в кілька рядів по довжині печі. Дугоподібні сегменти змонтовані із зазором й утворюють кілька концентричних кіл різного діаметру співвісні печі, сегменти виконані з змінною поперечною формою, відносно ходу руху газового потоку, а опори теплообмінника виконані у вигляді лопаток, установлених під кутом до руху газового потоку.

Вказана конструкція дозволяє шляхом створення турбулентних пульсацій утворювати вихрові структури, які викликані зміною напрямку руху носія при проходженні його уздовж сегментів.

Досліджувалася робота вихрового теплообмінника в обертовій печі 4,5х80м, звідки бралися основні геометричні параметри [310, 311].

Для моделювання роботи теплообмінника використовувався відомий пакт

прикладних програм (ППП) Fluent. Розрахунок проводився в Уханьському технологічному університеті КНР, а робота виконувалася в рамках наукового співробітництва між НТУУ «КПІ» й Уханьським технологічним університетом.

Для математичного моделювання технологічного процесу в теплообміннику необхідно досліджувати тривимірну турбулентність із закрученим вихровим потоком [82, 286, 287] для нестисливої рідини. В пакеті Fluent цьому відповідає модель тривимірного турбулентного потоку для переносу дотичних напружень SST  $k-\omega$  (модель Ментера).

Параметри фізичних характеристик середовища наступні:

- 1) середовище являє собою газоподібне середовище димових газів з температурою 900 °С;
- 2) щільність середовища при 900 °С становить  $\rho=0,3065$  кг/м<sup>3</sup>;
- 3) динамічна в'язкість середовища при 900 °С становить  $\mu=4,636 \cdot 10^{-5}$  пз;
- 4) вхідний нестисливий турбулентний потік рухається зі швидкістю 10 м/с;

Конструктивна схема теплообмінника наведена на Рисунок 5.43. З метою забезпечення оптимальних технологічних параметрів роботи потрібно визначити його геометричні розміри. Основними параметрами вибору ефективної конструкції є визначення геометрії дугоподібних сегментів, які забезпечують створення вихрової структури газового потоку на полках сегментів і поліпшують теплообмін між газовим потоком і матеріалом, який пересипається. Побічно про вихрові потоки можна судити виходячи з його турбулізації на досліджуваній ділянці, тобто з інтенсивності турбулентності. Разом з тим необхідно контролювати, і по можливості обмежувати, швидкість газового потоку усередині печі, тому що її збільшення сприяє зростанню пиловиносу газами, що відходять.

Для рішення цього завдання розглядалися різні конструктивні варіанти теплообмінника. Найбільш раціональна форма, визначена з розрахунків, останні з яких наведені на Рисунок 5.44. У цьому випадку максимальна швидкість потоку у центрі печі становить 18.7 м/с. Вихрові зони виникають уздовж всієї довжини полиці внутрішніх сегментів. Вхідна ділянка внутрішніх сегментів захоплює потік газу й разом із цим вхідну ділянку зовнішніх сегментів утворить вихрове ядро, що

турбулентність

Встановлено, що зменшення діаметра вхідного патрубка збільшує вихрове поле (турбулізацію), однак таке конструктивне рішення істотно збільшує швидкість газового потоку, що сприяє винесенню пилу. Тому щоб отримати більший ефект турбулізації і меншу швидкість потоку, необхідно вибрати доцільний діаметр вхідного патрубка внутрішнього сегмента. Для теплообмінника досліджуваного в даній роботі, таким може бути діаметр в межах 400-500мм. Використання U подібної геометрії патрубків зовнішнього щабля пояснюється необхідністю створення вихрового потоку, що виникає між внутрішнім і зовнішнім щаблями теплообмінника. Поглиблення створює вихрові потоки між зовнішнім щаблем і корпусом печі.

A 3D CAD model of a mechanical assembly. It consists of a blue outer housing and a cyan inner cylinder. The assembly is held together by several red pins or bolts. A red arrow points towards the right, indicating a direction of force or movement. The model is shown in a perspective view.

потік у теплообміннику знаходиться в режимі тривимірної турбулентності з обертанням навколо осі. Колова максимальна швидкість, на виході з печі збільшується з 1.35м/с до 8.97м/с, що пояснюється наявністю лопаток й урахуванням гравітаційних сил. Таким чином, для інтенсифікації

290

кутом до руху газового потоку.

Вказаний теплообмінник, дозволяє створити прийнятне вихрове поле на полках з оброблюваним матеріалом і допустимою швидкістю газового потоку. Як видно з результатів розрахунку газовий потік, що рухається назустріч матеріалу, спочатку потрапляє в елементи дугоподібних сегментів, які виконані зі змінною поперечною формою щодо ходу руху газового потоку. За рахунок цього змінюється аеродинамічний опір що впливає на напрямок руху потоку, і за рахунок збільшення турбулентності та створенні вихрової структури газового потоку поліпшує теплообмін. Крім цього, опорні лопатки встановлені під кутом до руху газового потоку, створюють додатковий гвинтоподібний вихровий рух. Потік, що набув руху вихрового характеру, охоплює елементи дугоподібних сегментів, нагріваючи вільні поверхні сегментів, і поліпшує теплообмін з ними й матеріалом, що у цей час перебуває на поверхні сегментів, або просипається крізь них.

Таким чином, використання вихрового теплообмінника даної конструкції підвищує теплову ефективність роботи за рахунок інтенсифікації теплообміну між газовим потоком, теплообмінником і матеріалом що оброблюється.

При встановленні теплообмінника в піч доцільно визначити НДС який буде виникати в його елементах. Для розв'язання вказаної задачі термopужності використовувалась інтегрована система VESNA.

Вихровий теплообмінник представляє собою конструкцію показану на Рисунок 5.45 і складається з опір, які одним кінцем кріпляться до корпусу, а іншим утримують елементи дугоподібних сегментів [311]. Матеріал, що оброблюється в печі, потрапляє на ступінь з елементами дугоподібних сегментів з меншим діаметральним розміром і, обертаючись навколо вісі печі, пересипається крізь зазори потрапляючи на ступінь з більшим діаметральним розміром. Теплообмінник виконаний з термостійкої хромонікелевої сталі, а температура відповідає температурі газового потоку і змінюється по довжині відповідно місця встановлення.

Обертова піч моделюється з врахуванням складових конструктивних елементів і футерівки, та вихрового теплообмінника, який складається з декількох ступеней які виконані з відповідних елементів. При розрахунках використовувалась



розрахункова система з використанням скінчено-елементної моделі. Розрахункова схема включає корпус печі виконаний з рядовими та підбандажними обичайками, бандажі, вінцеву шестерню та футерівку виконану з вогнетривів. Вихрові дугоподібні сегменти встановлені на опорах складаються з 12 елементів встановлених по колу, 24 опірних стійок на елементах ступеня теплообмінника і з'єднані з корпусом печі. Розрахунок проводився в статичному режимі з врахуванням масових сил всіх конструктивних елементів. По отриманому НДС досліджувалися напруження що виникають в корпусі печі та елементах теплообмінника. Еквівалентні напруження визначалися по енергетичній теорії міцності. Максимальні напруження в корпусі становлять 40 МПа і не перевищують допустимих для сталі ВСТ-3 та М16С, з якої виготовлена піч.

При розрахунках передбачалось що кріплення першої опірної стійки з ступенями теплообмінника піддатливе, тобто виконане пружними елементами. Результати розрахунку в зовнішній ступні теплообмінника приведено на Рисунок 5.46, де осі абсцис показані еквівалентні напруження, визначені по енергетичній теорії міцності в центрах СЕ, по осі ординат номери СЕ згідно довжини елементів ступені. Розглядається 6 елементів ступені розташованих під кутом до вісі печі.

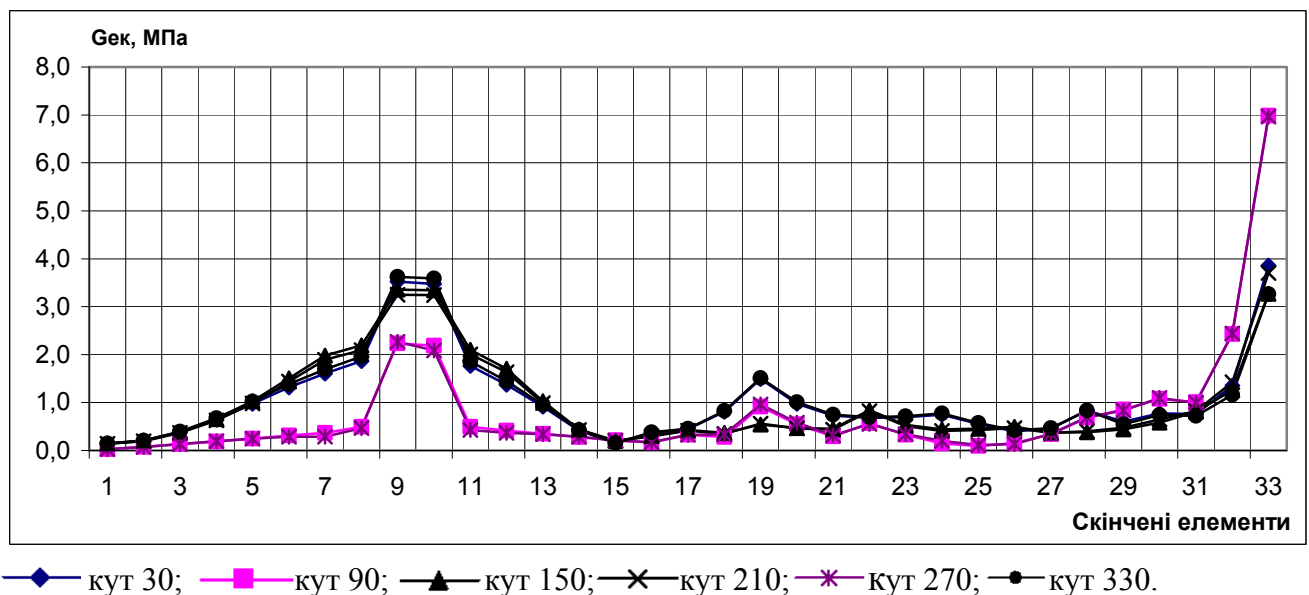


Рисунок 5.46 – Еквівалентні напруження в ступенях зовнішніх теплообмінників

З рисунку видно, що максимальні напруження виникають в місцях кріплення опор до елементів ступенів теплообмінника і складають 7.0 МПа, що не перевищує

допустимих для термостійкої сталі. Локальний сплеск напружень спостерігається в місцях кріплення опірних стійок. Характер напружень однаковий, а незначні відхилення пояснюються дією масових сил.

Для аналізу працездатності опірних стійок теплообмінника в них визначені еквівалентні напруження. Результати інтегрального розрахунку, який виконувався по центру штабеля (стійки) для зовнішніх на внутрішніх сегментів теплообмінників приведено на Рисунок 5.47. При цьому перші опірної стійки, що моделюють кріплення з допомогою пружних елементів позначені Sum N1, Sum V1, а стійки в яких використовується жорстке кріплення Sum N2, Sum V2.

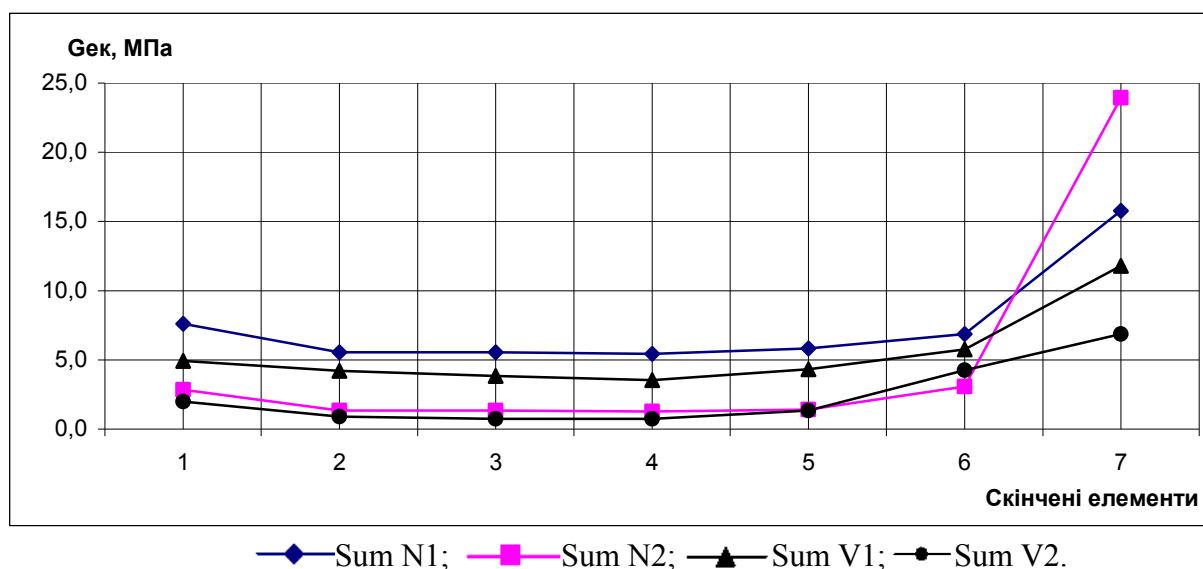


Рисунок 5.47 – Інтегровані значення еквівалентного напруження по центрі ступені

З графіків видно, що характер зміни навантажень на стійку однаковий для всіх опірних стійок. Він достатньо рівномірний і збільшується в зоні кріплення з корпусом печі. При цьому максимальні напруження виникають на ділянці кріплення опори до корпусу печі і складають 15.8 МПа та 23.9 МПа для першої та другої стійки зовнішніх ступенів, і 11.8 МПа та 6.8 МПа для внутрішнього.

Значно більші напруження для стійок зовнішнього штабеля пояснюються більшим зовнішнім діаметром елемента, та відповідно більшого впливу температурних навантажень. Загалом напруження в стійках теплообмінників не перевищує допустимих для термостійкої сталі.

Таким чином, розроблена математична модель і алгоритми розрахунку

дозволяють досить повно визначити НДС обертової печі з врахуванням масових сил та термосилових навантажень, що дає можливість для числового моделювання і дослідження обертової печі в процесі її роботи. Отримані дані дозволяють аналізувати умови роботи теплообмінника та робити висновки відносно можливостей його використання в діючих обертових печах.

### **5.7 Висновки по розділу 5**

1. Розроблена системна теорія, математичні моделі та алгоритми для розрахунку НДС обертових печей в яких система розглядається у взаємозв'язку та взаємозалежності з вихідними даними, та конструктивними елементами в синтезованій системі «робоче середовище –матеріал-футерівка-корпус-зовнішнє середовище».

2. Отримані в результаті числового експерименту дані дозволяють аналізувати умови роботи корпусу, його складових елементів, футерівки та визначати можливість ефективності їх використання при зміні конструктивних розмірів і фізично-механічних властивостей, а також визначати ефективність її роботи в тепловому агрегаті. Робота футерівки розглядається спільно з іншими елементами пічної системи. Визначення навантажень дозволяє моделювати роботу не тільки корпусу, але і футерівки та визначати як НДС так і ефективність її роботи як теплового елементу печі.

3. Для підвищення точності розрахунку в запропонованій моделі задається інтегрований тепловий потік, що включає всі складові теплообміну в робочому просторі печі.

4. Запропонована математична модель і алгоритми розрахунку дозволили провести більш повні розрахунки з можливістю визначати НДС пічного агрегату з урахуванням вузлів та деталей з різними фізично-механічними властивостями, дію масових сил і термосилових навантажень у комплексній постановці.

5. Встановлено, що для достовірної оцінки навантажень необхідно враховувати принципово різну роль напружень від дії гравітаційного та термосилового навантажень, з уведенням специфічних елементів закріплення.

6. Отримані нові результати відносно динаміки зміни напружено-деформованого стану пічного апарату в залежності від величини зношення футерівки. Виконані розрахунки та дослідження для різних термінів експлуатації при зношуванні вогнетривів від 230 до 80 мм.

7. Розроблена концептуальна математична модель та алгоритми які дозволяють в процесі числового експерименту моделювати можливості руйнування та виникнення сколювання у вогнетривах футерівки.

8. Встановлено, що в футерівці обертової печі виникають руйнування та сколювання через підвищені термічні напруження в вогнетривах, які викликані відмінністю коефіцієнтів термічної деформації корпусу, вогнетриву футерівки та металевих пластин. Врахувати дане явище в математичній моделі можливо при врахуванні зміни ТФХ корпусу, футерівки та пластин від температури.

9. Встановлено, що руйнування вогнетриву відбувається не безпосередньо на робочій поверхні футерівки, а на відстані 40-80 мм від неї в залежності від температури поверхні футерівки. Вказані закономірності підтверджуються практичним досвідом.

## ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ

У дисертаційній роботі вирішена важлива народно – господарська проблема вдосконалення технологій, розробки науково-обґрунтованих технічних рішень для проектування, визначення раціональних параметрів, забезпечення стабільної роботи і мінімізації енергоємності комплексу високотемпературних пічних агрегатів і обладнання.

1. В результаті проведеного системного аналізу типових технологічних процесів та стану високотемпературних енергоємних теплових агрегатів встановлено, що існуючі технології та їх обладнання не в повній мірі задовольняють сучасним вимогам підвищення якості продукції та продуктивності, характеризуються значною енергоємністю робочого процесу.

2. Запропонована концептуальна методика для обґрунтування математичних моделей, які адекватно описують типові технологічні процеси в високотемпературних енергоємних теплових агрегатах з використанням числового експерименту у виконаних дослідженнях.

3. Розроблені методика, алгоритми та числові моделі для дослідження руху дисперсійного середовища в вихрових циклонних апаратах в криволінійній неортогональній системі координат з використанням рівнянь Нав'є – Стокса в змінних Гельмгольца, з врахуванням колової швидкості, тиску, енергії. Розроблені на їх базі програмні комплекси дозволили адекватно моделювати рециркуляційні та закручені потоки, що виникають у теплообміннику, та можуть бути використані для прогнозування аеродинаміки складних течій у апаратах подібних типорозмірів.

4. Розвинуто теоретичні основи та сформульована узагальнена модель розподілу аерозольної системи з використанням збірників частинок поділюваних мас, що базуються на вивченні закономірностей і математичних моделей руху пилоповітряної суміші в елементах конструкцій вихрових апаратів та використано для аналізу процесу розділення.

5. Створена узагальнена модель та здійснені за відповідною методикою математичні розрахунки числових значень фракційної ефективності та ступені сепарації частинок дисперсної фази в циклонних теплообмінниках. Створені

програмні комплекси дали можливість збільшити точність розрахунку, визначити швидкість, траєкторію руху та час перебування матеріалу в теплообміннику.

6. Розроблено новий підхід до розрахунку розділової здатності теплообмінника на базі розрахунку дисперсійного середовища та дисперсних частинок з урахуванням явища зіткнення частинки з перешкодою. Виявлені потенційні можливості підвищення ефективності за рахунок встановлення закономірностей руху частинок та їх взаємодії з робочими органами вихрового апарату, запропоновані технічні рішення.

7. Здійснено наукове обґрунтування механізму диспергування частинок матеріалу в теплообмінниках з врахуванням температурних напружень та внутрішнього тиску в частинках дисперсної фази, включаючи можливість зміни їх кількості та розмірів.

8. Запропонована методика числового моделювання вторинного винесення з робочої зони вихрового теплообмінного апарату на основі аналізу процесів руху та сепарації аерозольних частинок в закрученому газодисперсному потоці.

9. Удосконалена та доповнена математична модель розрахунку технологічних процесів у високотемпературних агрегатах з використанням синтезу нелінійних аналітичних та числових методів розрахунку, в яких тепловий агрегат розглядалася як сукупність областей, визначених енергетичними зонами, що розглядаються як фрагменти розділені на елементи. Це дозволяє комплексно описувати типові процеси, створювати більш інформативні математичні моделі та підвищувати точність моделювання, з числовим визначенням температури газу, що відходить, та втратами теплоти в навколишнє середовище враховуючи зміни товщини футерівки, продуктивності, числа обертів та інших факторів. При числовому моделюванні похибка не перевищує 8% по температурі газів, і 5% відносно витрати палива.

10. Розвинуто методи та алгоритми розв'язку для розрахунків процесів теплообміну високотемпературних обертових агрегатів з врахуванням радіаційних теплових потоків з суміжних зон. Вперше визначено та проаналізовано складові компонентів теплообміну в робочому просторі печі. Встановлено, що складова випромінювання з суміжних зон становить 9-13%. Отримані рішення дають можливість вдосконалювати технологію, знаходити раціональні технологічні режими, конструктивні рішення, з забезпеченням стабільної роботи технологічного обладнання.

11. Визначено та досліджено можливості використання як палива обертової печі сланцевого газу. Встановлена специфіка переналаштування, подачі та використання палива, так як при цьому суттєво збільшується кількість палива (в 2.6–2.8 разів), що потребує встановлення у пічному агрегаті декількох пальників; підвищується температура газового потоку в робочому просторі печі (на 300 °С), що сприяє випалу клінкеру, але потребує вибору вогнетривів з відповідними експлуатаційними характеристикам; використання вторинного повітря в 3-4 рази менше, що призводить до переналагодження холодильника та технологічної схеми.

12. Розроблена теорія, математичні моделі та алгоритми для розрахунку НДС обертових печей в яких система розглядається у взаємозв'язку та взаємозалежності з вихідними даними, та конструктивними елементами в синтезованій системі «матеріал – робоче середовище – футерівка – корпус – зовнішнє середовище».

13. Отримані нові результати при визначенні зміни НДС пічного апарату в залежності від величини зношення футерівки. Виконані розрахунки та дослідження для різних термінів експлуатації при величині вогнетривів від 230 до 80 мм. Розроблена узагальнена математична модель та алгоритми, які дають можливість моделювати не тільки НДС конструктивних елементів печі, але й прогнозувати еволюцію розвитку процесу руйнування та сколювання вогнетривів. Встановлено, що руйнування відбувається на відстані 40-80 мм від зовнішньої поверхні в залежності від її температури. Запропоновані технічні рішення для запобігання вказаних явищ.

14. Результати дисертаційної роботи впроваджені в практику наукових досліджень, проектування і експлуатації високотемпературних агрегатів хімічної промисловості та будматеріалів. У ряді підприємств впроваджено методи розрахунку конструктивних та експлуатаційних параметрів енергоємного обладнання, методики та розрахунки для визначення ефективності і оцінки доцільності застосування технічних рішень з точки зору енергоефективності та ресурсозбереження. Результати досліджень у вигляді навчальних посібників, методів розрахунку, числових методик, програмного забезпечення впроваджено в початковий процес для вивчення студентами та виконання курсових, магістерських робіт і наукових досліджень в ІХФ КПІ ім. Ігоря Сікорського.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мировая цементная промышленность [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL : <http://www.perspektivy.info/print.php?ID=142481>. – Назва з екрана.
2. Бетонные дороги в Китае [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL : [http://cement.ru/?fn\\_mode=fullnews&fn\\_id=1707](http://cement.ru/?fn_mode=fullnews&fn_id=1707). – Назва з екрана.
3. Цементобетонные дороги в перспективе [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL : <http://news.ukrcement.com.ua/2012/02/40-60.html>. – Назва з екрана.
4. Колокольников В.С. Производство цемента : учеб. пособие / В. С. Колокольников. - Москва : Высш. школа, 1967. - 303 с. : ил.; 22 см.
5. Скрамтаев Б.Г. Международный конгресс по химии цемента // Б.Г. Скрамтаев, С.М. Роак– Издательство литературы по строительству, 1964. – с.597
- 6.[Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL : [www.cement-process.com/kilnsimulator.htm](http://www.cement-process.com/kilnsimulator.htm)21 [www.flsmidth.com](http://www.flsmidth.com).22. [www.holcim.ru](http://www.holcim.ru).23. [www.lafarge-northamerica.com](http://www.lafarge-northamerica.com). – Назва з екрана.
7. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL : [www.cement-process.com/kiln\\_simulator.htm](http://www.cement-process.com/kiln_simulator.htm). – Назва з екрана.
8. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL : [www.flsmidth.com](http://www.flsmidth.com). – Назва з екрана.
9. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL : [www.holcim.ru](http://www.holcim.ru). – Назва з екрана.
10. Cement [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL : <http://minerals.usgs.gov/minerals/pubs/commodity/cement/mcs-2016-cemen.pdf>. – Назва з екрана.
11. Сулименко Л. М. Технология минеральных вяжущих материалов и изделий на их основе : учебник для студентов строительных и химико-технологических специальностей высших учебных заведений - Изд. 4-е перераб. и доп./ Л.М. Сулименко. - Москва : Высшая школа, 2005. - 333 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр. 332 с.
12. Юнг В.Н. Основы технологии вяжущих веществ/ В.Н. Юнг. - Москва : Промстройиздат, 1951. - 548 с., 7 л. ил. : ил. ; 22 см .
13. Торгунаков В.Г. Тепловой неразрушающий контроль вращающихся обжиговых печей : автореф. дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук : 05.11.13 / Торгунаков



- Владимир Григорьевич; Томский политехнический университет. - Томск, 2006. - 41 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 39-41 (43 назв.)
14. Таймасов Б.Т. Технология производства портландцемента: учеб. пособие/ Б.Т. Таймасов - Шымкент, Изд-во ЮКГУ, 2003. - 297 с
15. Альбац Б. С. Температурно - временной фактор при спекании портландцементного клинкера/ Б. С. Альбац, А.Л. Шеин // Цемент.- 1992. - № 4. - С.48-55.
16. Альбац Б.С. Высокотемпературное спекание портландцементного клинкера и способы его интенсификации : диссертация ... доктора технических наук : 05.17.11/ Альбац Борис Самуилович; - Москва, 1991. - 465 с. : ил.
17. Формирование состава фаз портландцементного клинкера при спекании/ Б.С. Альбац, В.П. Рязин, Ю.Р. Кривобородов, А.Л. Шеин // Цемент. -1992. -№3.-С.42-56.
18. Альбац Б.С. Пути улучшения качества промышленных клинкеров/ Б.С. Альбац // Цемент. - 1991. - № 1-2. - С.35-44.
19. Барбанягрз В.Д. Особенности образования цементных минералов в неравновесных условиях и в присутствии примесных элементов/ В.Д. Барбанягрз // Вестник БелГТАСМ. – 2001. –№ 1. –С.21
20. Ееседм П.В. Расчет потерь тепла через корпус вращающихся печей/ П.В. Ееседм, П.А. Турубаев, М.В. Нусс [и др.] // Цемент и его применение. - 2001. -№ 2. - С. 13-17.
21. Борисов И. Н. Жидкофазное спекание и образование обмазки во вращающихся печах : автореф. дис. на соиск. учен. степ. к.т.н. : 05.17.11 / Борисов Иван Николаевич; Белгород. гос. технол. акад. строит. материалов (БелГТАСМ). - Белгород, 1996. - 17 с. : ил. ; 20 см. - Библиогр.: с. 16-17 (22 назв.)
22. Борисов И.Н. Изучение процесса образования обмазки и агломерации материала во вращающейся печи/ И.Н. Борисов, В.К. Классен, В.Е. Мануйлов [и др.] // Цемент.1993.- №2.- С. 18-20.
23. Краткий справочник технолога цементного завода / Под ред. И.В. Кравченко, Т.Г. Мешик. - Москва : Стройиздат, 1974. - 304 с. : черт. ; 17 см. - Предм. указ.: с. 293-302. - Список лит.: с. 290-292 (34 назв.)

24. Бут Т.О. Современные методы исследования строительных материалов / Т.О. Бут, Б.Н. Виноградова, В.С. Горшков; под общ. ред. В.С. Фадеевой. - Москва : Госстройиздат, 1962. - 239 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 228-237
25. Вальберг Г.С. Природный газ в цементной промышленности/ Г.С. Вальберг - Москва : Госстройиздат, 1962. - 172 с. : черт. ; 22 см. - Библиогр.: с. 169-171 (75 назв.)
26. Войкова А.М. Участие примесей в процессе формирования клинкера/ А.М. Войкова // Цемент. – 1991. – № 1-2. – С.20-24.
27. Воробьев Х.С. Теплотехнологические процессы и аппараты силикатных производств : учеб. пособие для вузов / Х.С. Воробьев, Д.Я. Мазуров, А.А. Соколов - Москва : Высш. школа, 1965. - 773 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр. в конце глав.
28. Печи и сушилка силикатной промышленности : учебник для вузов по специальности "Технология силикатов" / Д. Б. Гинзбург, С. Н. Деликишкин, Е. И. Ходоров, А. Ф. Чижский ; Под ред. П. П. Будникова. - Москва : Промстройиздат, 1956. - 456 с. : ил.; 23 см.
29. Горшков В.С. Методика физико-химического анализа вяжущих веществ/ В.С. Горшков, В.В. Тимашев -М.: «Высшая школа», 1987. - 334 с.
30. Де Бойс А. Теплообменные системы печей мокрого способа производства/ Де Бойс А. // Цемент. – 1995. – №3. – С. 19-21.
31. Дешко Ю.И. Наладка и теплотехнические испытания вращающихся печей на цементных заводах/ Ю.И. Дешко, М.Б. Креймер, Т.А. Огаркова // Изда-во литературы по строительству. – 1966. –№ 441. – с.248
32. Дуда В.Г. Цемент / В.Г. Дуда; Пер. с нем. Е.Ш. Фельдмана; Под ред. Б.Э. Юдовича. - М : Стройиздат, 1981. - 464 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 444-459.
33. Зозуля П.В. Проектирование цементных заводов / П.В. Зозуля, Ю. В. Никифоров // С-П. – 2003. –№ 12. – с.446
34. Кинджери У.Д. Введение в керамику / У.Д. Кинджери; Пер. с англ. А.И. Рабухина , В.К. Яновского; Под ред. П.П. Будникова , Д.Н. Полубояринова. - 2-е изд. - Москва : Стройиздат, 1967. - 499 с., 1 л. табл. : ил. ; 27 см. - Библиогр. в конце глав.

35. Классен В.К. Обжиг цементного клинкера/ В.К. Классен - Красноярск : Стройиздат. Краснояр. отд., 1994. - 321 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 287-320.
36. Кузнецова Т.В. Современные представления о процессах формирования портландцементного клинкера/ Т.В. Кузнецова, Л.Н. Гриневич // Цемент. – 1995. – № 3. – С.24-30.
37. Скобло Л.И. Расчет на ЭВМ количества и свойств расплава в клинкере/ Л.И. Скобло// Цемент. – 1980. – №3. – С.13-15.
38. Справочник химика / Под ред. Б.П. Никольский [и др.]. - 2-е изд., перераб. и доп. - Ленинград ; Москва : Госхимиздат. Ленингр. отд-ние – Т. 1-. 1962. - 22 см
39. Справочник химика /Под ред. Никольского Б.П. - Л.: «Химия». - Т.2. -1964.-1168 с.
40. Тимашев В.В. Определение рациональных параметров режима обжига в мощных вращающихся печах/ В.В. Тимашев, Б.С. Альбац, М.Л. Быховский // Труды НИИЦемент. – 1978. – №Вып.43. – С. 15-25.
41. Тимашев В. В. Оценка влияния технологических факторов на завершенность физических и химических процессов при спекании портландцементного клинкера/ В. В. Тимашев, Б.С. Альбац, Л. С. Филиппова // Труды НИИЦемент. –1978. –№43. – С. 92-99.
42. Торопов Н.А. Химия цементов/ Торопов Н.А. - Москва : Промстройиздат, 1956. - 271 с. : ил. ; 23 см. - Библиогр.: с. 263-268.
43. Ходоров Е.И. Теплообмен во вращающихся печах/ Е.И. Ходоров // Цемент. - - 1961.- № 6.-С.-28-32
44. Шмитько Е. И. Химия цемента и вяжущих веществ / Е.И. Шмитько, А.В. Крылова, В.В. Шаталова. - Санкт-Петербург : Проспект Науки, 2006. - 205 с. : ил.; 21 см. - Библиогр.: с. 200-202 (43 назв.).
45. Физическая химия силикатов / А.А. Пащенко, А.А. Мясников, Е.А. Мясникова [и др.]; Под ред. А.А. Пащенко. - М : Высш. школа, 1986. - 367 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 361. - Предм. указ.: с. 362-365.
46. Табунщиков Н.П. Производство извести/ Н.П. Табунщиков - Москва : Химия, 1974. - 239 с. : ил. ; 22 см. - Список лит.: с. 234-239.

47. Глишков М.А. Основы общей теории печей/ А.М. Глишков - Москва : Metallurgizdat, 1962. - 575 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 561-575 (36 назв.)
48. Боганов А.И. Вращающиеся печи цементной промышленности / А.И. Боганов; Под ред. П.В. Левченко, Е.А. Долганова. - Москва : Машиностроение, 1965. - 319 с. : черт. ; 22 см. - Библиогр.: с. 315-317 (56 назв.).
49. Мазуров Д.Я. Теплотехническое оборудование заводов вяжущих материалов : учеб. для техникумов пром-сти строит. материалов. - 2-е изд., перераб. и доп. / Д.Я. Мазуров - М : Стройиздат, 1982. - 288 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 281-282. - Предм. указ.: с. 286.
50. Иванов А.Н. Теплоиспользование в цементнообжигательных печах/ А.Н. Иванов // Труды гипроцемента. -1980. – № 8. – С. 16 – 18.
51. Вальберг Г.С. Новые методы теплового расчета и испытания вращающихся печей / Г. С. Вальберг, А. А. Глозман, М. Я. Швыдкий. - Москва : Стройиздат, 1973. - 111 с. : черт.; 21 см.
52. Ходоров Е.И., Печи цементной промышленности. - 2-е изд., доп. и перераб./ Ходоров Е.И. - Ленинград : Стройиздат. [Ленингр. отд-ние], 1968. - 456 с. : ил. ; 22 см.
53. Воробьев Х.С. Теплотехнические расчеты цементных печей и аппаратов : учеб. пособие для хим.-технол. вузов и фак./ Воробьев Х.С., Мазуров Д.А. - Москва : Высш. школа, 1962. - 350 с. : ил. ; 23 см. - Библиогр.: с. 340-342 (65 назв.).
54. Арлюк Б.И. Теплообмен между газом, футеровкой и материалом во вращающейся печи / Б.И. Арлюк, М.Я. Фитерман // Инж.-физ.журнал. – 1982. – 42. – № 5 – С. 834.
55. Арлюк Б.И. Закономерности энерготехнических процессов во вращающихся печах/ Б.И. Арлюк // Инж.-физ.журнал. – 1983. – 44. – № 6 – С. 1014.
56. Арлюк Б.И. Анализ теплообмена во вращающихся печах / Б.И. Арлюк // Инж.-физ.журнал. – 1984. – 46. – № 3 – С. 518 – 519.
57. Ходоров Е.И. Техника спекания шихт глиноземной промышленности/ Ходоров Е.И., Шморгуненко Н.С. - Москва : Металлургия, 1978. - 320 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 316-318 (69 назв.).

58. Анализ стойкости футеровок вращающихся печей цементной промышленности / Л.И. Скобло, В.И. Шубин, Б.Л. Казанович, Л.Н. Дубинина // Труды всесоюзного совещания по вопросам футеровки вращающихся печей цементной промышленности., 21-22 апр.1979, г.Подольск/ М. : НИИЦемент, 1979.– С. 10 – 27.
59. Тимошенко С.П. Курс теории упругости / Тимошенко С.П. ; под ред. Э.И. Григолюка. - Киев : Наук. думка, 1972. - 501 с. : ил. ; 25 см.
60. Цибин И.П. Исследование термического разрушения огнеупоров с применением акустико-эмиссионного метода/ И.П. Цибин // Огнеупоры. – 1984. – № 7. – С. 15-20.
61. Перас А.Я. Оценка трещиностойкости и трещиностойчивости огнеупоров/ А.Я. Перас // Огнеупоры. – 1985. – № 9. – С. 11-15.
62. Шубин В.И. Термонапряжения в огнеупорах/ В.И. Шубин // Труды НИИЦемент. – 1970. – № 14. – С. 18-23.
63. Коршунов В.С. Расчет допустимых («критических») скоростей одностороннего нагрева огнеупорных изделий/ В.С. Коршунов // Труды ВАО. – 1966. – № 6. – С. 283-293.
64. Шубин В.И. О температурном режиме службы огнеупоров в зоне спекания вращающихся цементных печей/ В.И. Шубин // Труды НИИЦемент. – 1970. – № 24. – С. 33-42.
65. Герек М.А. Давление футеровки на корпус шахтной и вращающейся печи/ М.А. Герек // Труды Гипроцемента. – 1965. – № 31. – С. 93-123.
66. Цыбин И.П. Температурное и напряженно-деформированное состояние огнеупорных материалов при плазменном напылении/ И.П. Цыбин, А.Т. Кузнецов // Огнеупоры. – 1984. – № 4. – С. 32-40.
67. Шубин В.И. Крупноформатные огнеупоры для футеровки цементных вращающихся печей/ В.И. Шубин, В.И. Сергеева [и др.] // Труды всесоюзного совещания по вопросам футеровки вращающихся печей цементной промышленности. 21-22 апр.1979, г.Подольск/ М.: НИИЦемент, 1979. – С. 137-146.
68. Сахаров О. С. САПР. Інтегрована система моделювання технологічних процесів і розрахунку обладнання хімічної промисловості: Навчальний посібник/ О. С.

- Сахаров, В.Ю. Щербина, О. В. Гондлях, В. І. Сівецький.– К.: ТОВ “Поліграф Консалтинг”, 2006. – 156 с.
69. Рояк Д.А. Опытное исследование жесткости корпусов вращающихся печей/ Д.А. Рояк // Цемент –1962. –№2. –с.11-13.
70. Рояк Д.А. Методы наложения в теории цилиндрических оболочек применительно к расчету корпуса и футеровки вращающейся печи/ Д.А. Рояк // Труды Гипроцемента. – 1963. – № 26. – С. 96-130.
71. Рояк Д.А. Методы расчета жесткости корпуса вращающейся печи с относительно тонкими подбандажными обечайками/ Д.А. Рояк // Труды Гипроцемента. – 1963. – № 21. – С. 121-144.
72. Исламов М.Ш. Проектирование и эксплуатация промышленных печей/ Исламов М.Ш. - Л : Химия. Ленингр. отд-ние, 1986. - 277с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 277 (34 назв.).
73. Мурский Л.А. Воздействие массы футеровки на напряжение в корпусе печи/ Л.А. Мурский // Цемент. – 1974. – № 10. – С. 18-19.
74. Мурский Л.А. Теоретическое и экспериментальное исследование деформаций корпуса вращающейся печи и разработка методики расчета подбандажной обечайки, обеспечивающей стойкость футеровки: Автореферат дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук : 05.04.09 / Мурский Александр Дмитриевич; Моск. ин-т хим. машиностроения. - Москва , 1975. - 16 с. : ил.
75. Справочник потребителя. Огнеупорные материалы для вращающихся печей цементной отрасли. – Ропчице. – 2004. – 184 с.
76. Механическое оборудование для производства вяжущих строительных материалов/ Силенок С.Г., Грицак Ю.С., Лысенко В.Д., Нефедов Д.Е. - Москва : Машиностроение, 1969. - 391 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 388-389 (24 назв.).
77. Бутт Ю.М. Химическая технология вяжущих материалов : учебник для вузов по спец. "Хим. технология вяжущих материалов" / Ю.М. Бутт, М.М. Сычев, В.В. Тимашев; Под ред. Тимашева В.В. - М : Высш. школа, 1980. - 472 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 464-465.

78. Борщ И.М. Процессы и аппараты в технологии строительных материалов/ И.М. Борщ, В.А. Вознесенский [и др.] - Киев: Вища школа. Головноеиздательство, 1981, 396 с.
79. Шехонин А. А. Методология проектирования оптических приборов: учеб. пособие / А. А. Шехонин, В. М. Домненко, О. А. Гаврилина – СПб: Изд-во СПбГУ ИТМО, 2006. – 91 с.
80. Гаврилина О.А. Информационное обеспечение и методология проектирования оптических приборов и систем на основе технологий информационной поддержки изделий : автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.11.07/ Гаврилина Ольга Алексеевна.- Санкт-Петербург, 2007. - 18 с.
81. Канторович З.Б. Машины химической промышленности : учеб. пособие для машиностроит. специальностей вузов и фак. хим. машиностроения/ Канторович З.Б. - Москва : Машиностроение, 1965. - 415 с. : ил. ; 27 см. - Библиогр. в конце книги (17 назв.).
82. Гупта А.К. Закрученные потоки / А. Гупта, Д. Лилли, Н. Сайред; Пер. с англ. под ред. С.Ю. Крашенинникова. - М : Мир, 1987. - 588 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 550-583. - Предм. указ.: с. 584-586.
83. Иванов А.А. Расчет и конструирование вихревых сепарационных аппаратов на основе структурного анализа гидродинамики закрученных потоков:дисс ... докт. техн. наук: 05.17.08./ Иванов Александр Аркадьевич; НГТУ - Дзержинск, 1998. - 307 с. : ил.
84. Фафурин В.А. Гидродинамика и разделительная способность течений в гидромеханических устройствах и аппаратах : диссертация ... доктора технических наук : 05.17.08/ Фафурин Виктор Андреевич; КГТУ - Казань, 2003. - 255 с. : ил.
85. Баранов Д.А. Принципы расчета и конструирования гидроциклонов для разделения эмульсий : автореферат дис. ... доктора технических наук : 05.17.08 / Баранов Дмитрий Анатольевич; Моск. гос. акад. хим. маш-ния. - Москва, 1996. - 32 с.
86. Демьяненко М. Н. Решение уравнений Навье-Стокса и задачи гидроаэроупругости для процессов сепарации в криволинейных каналах / М. Н. Демьяненко, А. А. Ляпощенко, И. В. Павленко, В. И. Склабинский // Вісник Харківського національного університету імені

- В. Н. Каразіна. Серія: Математичне моделювання. Інформаційні технології. Автоматизовані системи управління. - 2015. - Вип. 27. - С. 53-64.
87. Sklabinskyi V. Gas Flow Formation in the Inertial Filtering Gas Separators with Curvilinear Channels / V. Sklabinskyi, O. Liaposchenko, A. Logvyn, M. Rommakhi // Journal of Engineering. – 2014. – Vol.10. – №5. – P.160–169.
88. Склабинский В.И. Определение гидродинамических характеристик дисперсной фазы в малогабаритных вихревых аппаратах / В.И. Склабинский, А.Е. Артюхов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – 2009. – Вип. 6/2009 (59), частина 1. – С.196-201.
89. Галич Р.В. Конструктивное усовершенствование вихревых аппаратов со встречными закрученными потоками / Р.В. Галич, А.Р. Якуба, В.И. Склабинский, В.Я. Стороженко // Хімічна промисловість України. - о 3. - 2013. - С.75-83.
90. Коробченко К.В. Гидродинамика аппаратов с вихревыми и высокотурбулизированными потоками / К.В. Коробченко, А.Е. Артюхов, А.А. Лященко, В.И. Склабинский // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. - 2010. – Вип. 37. – С. 310-315.
91. Артюхов А. Е. Термодинамические условия получения 3D наноструктурированного пористого поверхностного слоя на гранулах аммиачной селитры. I Кинетика прогрева и обезвоживания гранул / А. Е. Артюхов, В. И. Склабинский // Журнал нано- та електронної фізики. - 2016. - Т. 8, № 4(2). - С. 04083-1-04083-5.
92. Галич Р. В. Влияние раскручивающих устройств на гидродинамику и энергоэффективность центробежных пылеуловителей / Р. В. Галич, А. Р. Якуба, В. И. Склабинский, В. Я. Стороженко // Вопросы химии и химической технологии. - 2014. - № 1. - С. 159-164.
93. Азаров В.Н. Комплексная оценка пылевой обстановки и разработка мер по снижению запыленности воздушной среды промышленных предприятий : диссертация ... доктора технических наук : 05.26.01, 03.00.16/ Азаров Валерий Николаевич. - Ростов-на-Дону, 2003. - 334 с. : ил. + Прил. (260 с.: ил.).



94. Футеровка вращающихся печей цементной промышленности / Н.В. Ильина, Г.А. Сохацкая, В.К. Захаренков, И.П. Кулыгин; НИИЦемент, Гипроцемент. - Москва : Стройиздат, 1967. - 196 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 193-195 (73 назв.)
95. Мамыкин П. С. Огнеупорные изделия: (Свойства, технология изготовления и служба в пром. печах) / П. С. Мамыкин. - Свердловск : Metallurgizdat. Свердл.отд-ние, 1955. - 488 с. : ил.; 23 см.
96. Технология керамики и огнеупоров : учебник для хим.-технол. ин-тов, ин-тов строит. материалов и хим.-технол. фак. по специальности "Технология силикатов" - 2-е изд., перераб. / Под общ. ред. П.П. Будникова. - Москва : Промстройиздат, 1954. - 700 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 690-695.
97. Колечкова А.Ф. Огнеупоры / А.Ф. Колечкова, В.В. Гончаров // Огнеупоры их свойства и применение.- 1965. – № 1. С. 46 –49.
98. Куц В.П. Розрахунок ефективності пиловловлювання в жалюзійно–вихровому апараті / В.П. Куц, В.Б. Каспрук, О.М. Марціяш // Науковий вісник НЛТУ України. – Львів, 2007. – Вип. 173, – С. 126 – 132.
99. Куц В.П. Спосіб очистки газів від тонковолокнистого пилу / В.П. Куц, С.М. Балабан, В.М. Чиж, Я.М. Ханік // Наукові праці ОНАХТ. – Одеса, 2010. – Вип. 37. – С. 281 – 284.
100. Парфенюк А.С. Физические факторы надежности эксплуатации кладки коксовых печей из крупноразмерных огнеупорных блоков/ А.С. Парфенюк, С.П. Веретельник, И.В. Кутняшенко [и др.] // Кокс и химия. –1992. – №11. – С.18-20.
101. Парфенюк А.С. Причины и закономерности возникновения дефектов блочной кладки коксовых батарей/ А.С. Парфенюк, С.П. Веретельник, Е.Д. Котова [и др.] // Кокс и химия. – 1993. – №4. –С.19-22.
102. Парфенюк А.С. Пути повышения долговечности блочной бетонной кладки коксовых батарей/ А.С. Парфенюк, М.П. Зборщик, С.П. Веретельник [и др.] // Огнеупоры. – 1992. – №4. – С.24-26.
103. Хорошавин Л.Б. «Пути достижения наибольшей износоустойчивости огнеупоров»/ Л.Б. Хорошавин, В.А. Перепелицын //Огнеупоры и техническая керамика. – 2000. – №4. – С.18-24.

104. Лисиенко В. Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология : справочное издание : в 2 кн / В.Г. Лисиенко, Я.М. Щелоков, М.Г. Ладыгичев; под ред. В.Г. Лисиенко. - Москва : Теплотехник, 2004. Кн.1.- 688 с, 24см.
105. Лисиенко В. Г. Вращающиеся печи: теплотехника, управление и экология : в 2-х кн. / В. Г. Лисиенко, Я. М. Щелоков, М. Г. Ладыгичев ; под ред. В. Г. Лисиенко. - Справ. изд. - М. : Теплотехник, 2004 (ППП Тип. Наука). – Кн.2. – 592 с, 24 см.
106. Богданов О. С. Справочник по обогащению руд. В 3-х т. / О. С. Богданов; Отв. ред. В. А. Олевский. – М. – «Недра», 1972. – 448 с.
107. Табунщиков Н.П. Теплоиспользование в известеобжигательных печах различных типов / Н.П. Табунщиков // Строительные материалы. – 1977. – № 11. – С. 20 – 21.
108. Табунщиков Н.П. Тепловое совершенствование вращающихся тубчатых печей / Н.П. Табунщиков // Строительные материалы. – 1984. – № 31. – С. 15 – 16.
109. Щубин В.И. Повышение эффективности работы вращающихся печей/ Щубин В.И. [ и др.] // Цемент. – 1972. – № 5. – С. 18 – 21.
110. Инструкция по производству футеровочных работ во вращающихся печах цементной промышленности //Министерство промышленности строительных материалов СССР. – Москва, 1981. – 162 с.
111. А.с. 1141291 , СССР, МПК F27B 7/28. Вращающаяся печь / П.А.Староминская, Ю.М.Величко, Е.М. Тихонов, В.Ю.Щербина, Е.А.Трофимин; заяв. 08.04.82; опубл. 23.02.85. Бюл.№7.
112. Федоров Г.Д. Механическое оборудование предприятий вяжущих материалов и изделий из них .Курсовое проектирование : учеб. пособие для вузов по спец. "Мех. оборуд. предприятий строит. материалов, изделий и конструкций" / Г.Д. Федоров, А.Н. Иванов, А.Г. Савченко. - Харьков : Вища шк. Изд-во при Харьк. гос. ун-те, 1986. - 200 с. : ил. ; 26 см. - Библиогр.: с. 198 (32 назв.). - Предм. указ.: с. 199.
113. Конструирование и расчет машин химического производства / Ю.И. Гусев, И.Н. Карасев, Э.Э. Кольман-Иванов [и др.] -М.: Машиностроение, 1985. 408 с.
114. Метод конечных элементов в механике твердых тел "- Die Methode der finiten Elemente in der Festhorpermechanik / А. С. Сахаров, В. Н. Кислоокий, В. В.

Киричевский [и др.]; Под общ. ред. А. С. Сахарова, И. Альтенбаха. - Киев : Вища шк., 1982. - 479 с. : ил.; 22 см.

115. Щетинин Н.А. Процесс и оборудование для реконструкции бандажей вращающихся печей : диссертация ... кандидата технических наук : 05.02.13, 05.02.08 / Щетинин Николай Анатольевич; Белгород. гос. технол. ун-т им. В.Г. Шухова. - Белгород, 2014. - 204 с. : ил.

116. Фролов В.Ф. Моделирование сушки дисперсных материалов/ Фролов В.Ф. - Л : Химия. Ленингр. отд-ние, 1987. – 206 с. : ил. ; 24 см. - Библиогр. в конце глав

117. Ишлинский А.Ю. Прикладные задачи механики : в 2 кн. / Ишлинский А.Ю. - М.: Наука, 1986.- Книга 1. Механика вязкопластических и не вполне упругих тел. – 356 с. : ил. - Библиогр. в конце глав. - Указ. имен. и предм.: с. 352-357

118. Безуглый В.Ю. Численные методы теории конвективного теплообмена/ В.Ю. Безуглый, Н.М. Беляев - Киев; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1984. - 176 с. Библиогр.: 87назв.

119. Соколовский В.В. Статика сплошной среды/ В.В. Соколовский - М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1962.- 542 с.

120. Численные методы исследования течений вязкой жидкости / А. Д. Госмен, В. М. Пан, А. К. Ранчел [и др.]; Перевод с англ. В. А. Хохрякова ; Под ред. Г. А. Тирского. - Москва : Мир, 1972. - 324 с. : черт.; 22 см.

121. Кускова Т.В. Численное исследование двумерных течений вязкой несжимаемой жидкости/ Т.В. Кускова - В кн.: Некоторые применения метода сеток в газовой динамике. - М.: Изд-во МГУ, 1971.- с. 7-136.

122. Симуни Л.М. Движение вязкой несжимаемой жидкости в плоской трубе/ Л.М. Симуни // Журн. вычисл. математики и мат.физики. – 1965. – т.5. – № 6. – с.1138-1141.

123. Том А. Числовые расчеты полей в технике и физике / А. Том, К. Д. Эйплт ; С предисл. Дж. Темпла ; Перевод с англ. В. А. Говоркова. - Москва ; Ленинград : Энергия, 1964. - 208 с. : черт.; 20 см.

124. Пасконов В.М. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена : учеб. пособие по спец. "Прикл. математика", "Физика" и "Механика" / В.М.

- Пасконов, В.И. Полежаев, Л.А. Чудов. - М : Наука, 1984. - 285 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 225-226 (31 назв.). - Библиогр. в примеч.: с. 241-246, 257-264, 284-285
- 125 Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен : В 2 т / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер; Перевод с англ. С.В. Сенина, Е.Ю. Шальмана Под ред. Г.Л. Подвидза. - М : Мир, 1990. – Т. 1.- 384 с. : ил
126. Андерсон Д. Вычислительная гидромеханика и теплообмен : В 2 т / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер; Перевод с англ. С.В. Сенина, Е.Ю. Шальмана Под ред. Г.Л. Подвидза. - М : Мир, 1990. –Т. 2. - 723, [3] с. : ил. - Библиогр.: с. 686-714. - Указ. имен., предм.: с. 715-723.
127. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей : в 2т. / К. Флетчер; Пер. А.И. Державиной; Под ред. В.П. Шидловского.— М.: Мир, 1991. – Т. 1 : Основные положения и общие методы - 502 с. : ил. - Библиогр.: с. 489-496. - Предм. указ.: с. 498-500/
128. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей : в 2т. / К. Флетчер; Пер. В.Ф. Каменецкого; Под ред. Л.И. Турчака. – М.: Мир, 1991. – Т. 2 : Методы расчета различных течений . - 552 с. : ил. - Библиогр.: с. 531-546. - Предм. указ.: с. 547-548.
129. Киричевский В.В. Нелинейные задачи термомеханики конструкций из слабосжимаемых эластомеров/ В.В. Киричевский, А.С. Сахаров - Киев: Будівельник, 1992.-216 с.
130. Машины и аппараты химических производств : учеб. для вузов по спец. "Машины и аппараты хим. пр-в и предприятий строит. материалов" / И.И. Поникаров, О.А. Перелыгин, В.Н. Доронин, М.Г. Гайнуллин. - М : Машиностроение, 1989. - 367 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 361-362 (29 назв.). - Предм. указ.: с. 363-366
131. Бенерджи П.К. Методы граничных элементов в прикладных науках / П.К. Бенерджи; Пер. А.Ф. Зазовского; Под ред. Р.В. Гольдштейна. - М : Мир, 1984. - 494 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр. в конце глав. - Предм. указ.: с. 486-488
132. Пасконов В.М. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена : учеб. пособие по спец. "Прикл. математика", "Физика" и "Механика" / В.М.

- Пасконов, В.И. Полежаев, Л.А. Чудов. - М : Наука, 1984. - 285 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 225-226 (31 назв.). - Библиогр. в примеч.: с. 241-246, 257-264, 284-285
133. Рябчук Г.В. Течение нелинейно-вязкой жидкости по поверхности вращающегося плоского диска/ Г.В. Рябчук, А.Г. Щукина // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. – 2003. – № 6. – С. 155-161.
134. Романков П.Г. Гидромеханические процессы химической технологии. - 3-е изд., перераб./ П.Г. Романков - Л : Химия. Ленингр. отд-ние, 1982. - 287 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 278-281 (71 назв.). - Предм. указ.: с. 282-285
135. Альбом течений жидкости и газа / Сост. и авт. текст М. Ван-Дайка; Пер. с англ. Л. В. Соколовской; Под ред. Г. И. Баренблатта, В. П. Шидловского. - М. : Мир, 1986. - 180 с. : в основном ил.; 30 см.
136. Балабеков О.С. Очистка газов в химической промышленности : Процессы и аппараты / О. С. Балабеков, Л. Ш. Балтабаев. - М. : Химия, 1991. – 250 с. : ил.; 22 см.
137. Белоусов В.В. Теоретические основы процессов газоочистки : учеб. для вузов по спец. "Теплофизика, автоматизация и экология тепловых агрегатов в металлургии"/ В.В. Белоусов - М : Металлургия, 1988. – 254 с. : ил. ; 20 см. - Библиогр.: с. 256
138. Вальдберг А.Ю. К расчету эффективности циклонных пылеуловителей/ А.Ю. Вальдберг, И.С. Кирсанова // Теор. основы хим. технол. – 1989. – т.23. – № 4. – С.555-556.
139. Ведерников В.Б. Выбор оптимального режима процесса пылеулавливания в двухступенчатой циклонной установке/ В.Б. Ведерников // Теор. основы хим. технол. – 1992. – т.26. - № 5. – С.754-759.
140. Ведерников В.Б. Оптимизация конструкций циклонов/ В.Б. Ведерников // Теор. основы хим. технол. – 1990. – т.24. – № 1. – с.98-103.
141. Ведерников В.Б. Статистическая модель пылеулавливания в циклоне/ В.Б. Ведерников, Н.В. Пеньков, Г.Б. Польшковский // Теор. основы хим. технол. – 1981. – т. 15. – № 1. – с. 145-147.

142. Ведерников В.Б. Метод расчета процесса пылеулавливания в циклонах / В.Б. Ведерников, Г.Б. Польшковский // Журн. прикл. Химии. – 1989. – т.62. – № 11, – С.2479-2483.
143. Вихревые аппараты / А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. - М. : Машиностроение, 1985. - 251 с. : ил.; 21 см.
144. Непомнящий Е.А. Расчет поля скоростей в гидроциклоне на основе ламинарного аналога осредненного турбулентного течения/ Е.А Непомнящий, Павловский В.В. // Теор. основы хим. технол. – 1979. – т. 13. – № 5. – с.787-790.
145. Овчинников А.А. Исследование эффективности разделения газожидкостных потоков в сепараторах прямоточно-вихревого типа/ А.А. Овчинников, Н.А. Николаев // Теор. основы хим. технол. – 1988. – т.22. – № 2. – с.242-249.
146. Повышение эффективности процесса пылеулавливания в циклонах/ В.Б.Ведерников, Г.Б.Польшковский, Д.Т.Карпухович, И.В.Кукушкин // Журн. прикл. Химии. – 1990. – т.62. – №2. – с.335-339.
147. Поляков С.Н. Турбулентный перенос в вихревых аппаратах/ С.Н. Поляков, В.И. Муштаев // Теор. основы хим. технол. – 1993. – т.27. – № 4. – с.414-416.
148. Сажин Б.С. Вихревые пылеуловители/ Б.С. Сажин, Л.И. Гудим - М.: Химия, 1995. - 144 с.
149. Смирнов А.С. Приближенная модель поля скоростей газовой фазы в циклоне / А.С. Смирнов // Теор. основы хим. технол. – 1991. – т.25. – № 3. – с.453-459.
150. Терехов В.И. Аэродинамика и теплообмен в ограниченных закрученных потоках : Автореф. дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук : 01.04.14 / Терехов Виктор Иванович ; АН СССР, Сиб. отд-ние, Ин-т теплофизики. - Новосибирск, 1987. - 32 с. : граф. - Библиогр.: с. 30-32 (26 назв.)
151. Асламова В.С. Процесс сепарации в высокопроизводительных прямоточных циклонах и методы их расчета : автореферат дис. ... доктора технических наук : 05.17.08 / Асламова Вера Сергеевна; Том. политехн. ун-т. - Томск, 2009. - 40 с.
152. Ватин Н.И. Численное моделирование трехмерного поля скорости в циклоне/ Н.И. Ватин, А.А. Гиргидов, К.И. Стрелец // Инженерно-строительный журнал. – 2005. – № 11. – С. 5-9.

153. Диденко В.Г. Оценка определяющих факторов сепарационного разделения закрученных загашенных потоков аспирационного воздуха/ Диденко В.Г. [ и др.] // Вестник ВолгГАСУ Сер.: Технические науки. – 2004. – Вып. 3 (13). – С. 107-109.
154. Диденко В.Г. Определяющие факторы циклонного обеспыливания вентиляционных выбросов/ В.Г. Диденко, Т.А. Кисленко [ и др.] // Вестник ВолгГАСУ. Сер.: Строительство и архитектура. – 2011. – № 25. – С. 241-245.
155. Хобта В.М. Проблемы оптимизации экономических показателей теплообменных процессов/ В.М. Хобта, Д.Т. Митев// Журн. прикл. Химии. – 1996. – т.69. – №10. – С. 1709-1711.
156. Bednarski S. New designs of classifying hydrocyclones wrgh separation acuity/ Bednarski S. // Pap. 2nd Int. Conf. on Hydrocyclones . – 1984. – p. 153-162.
157. Ter Linden A.J. Cyclone dust collectors for boilers/ Ter Linden A.J. // Trans, of the ASME. – 1953. – v.75. – №3. – p. 15-39.
158. Chion J.D. Fluid flow and motion of solid particles in hydrocyclones: - Econl. Solide/ J.D. Chion, C.I. Chin // liq. – 1990. – v.2. – №2. – p.21-31.
159. Ciliberti D.F. Performance of rotary flow cyclones/ D.F. Ciliberti, B.W. Lancaster // AIChE J. – 1976. – v.22. – № 2. – p.394-398.
160. Henmann W.L. Cyclone separators: a family affair/ W.L. Henmann // Chem.Eng. – 1991. – v.98. – № 6. – p.118-120, 123.
161. Kitamura O. Computation of turbulent flow in a cyclone chamber with a Reynolds stress model. - 2nd Report, Numerical prediction of cyclone performance/ O. Kitamura, M. Yamamoto // Trans. JSME. – 1994. – B 60. – №.580. – p.4002-4009.
162. Loffler F. Experimental investigations into gas cyclone flow fields using a laser-doppler-velocimeter/ F. Loffler, M. Schmidt, R. Kirch // Mines et Carriers. Suppl.: Techn. – 1991. – v.73. – № 3. – p.149-153.
163. Lozia D.L. Cyclone optimization/ D.L. Lozia, D. Leith // Filtr. and Separ. – 1989. – v.26. – № 4. – p. 272- 274.
164. Xu J.R. Studying the flow field in a hydrocyclone with no forced vortex. Part 2. Turbulence/ J.R. Xu, Q. Luo, J.C. Qin // Filtr. and Separ. – 1990. – v.27. – № 5. – p.356-359.

165. Терновский И.Г. Гидроциклонирование / И. Г. Терновский, А. М. Кутепов; Рос. АН, Отд-ние физикохимии и технологии неорган. материалов. - М. : Наука, 1994. - 349 с. : ил.; 22 см.
166. Пирумов А.И. Обеспыливание воздуха / А. И. Пирумов. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Стройиздат, 1981. - 296 с. : ил.; 22 см.
167. Медников Е.П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей / Е. П. Медников. - М. : Наука, 1981. - 174 с. : ил.; 26 см.
168. Сугак Е.В. Моделирование и интенсификация процессов очистки промышленных газовых выбросов в турбулентных газодисперсных потоках : диссертация ... доктора технических наук : 11.00.11./ Сугак Евгений Викторович - Красноярск, 1999. - 320 с. : ил.
169. Приходько В.П. Критические режимы течения тонких слоев жидкости в элементах насадочных и центробежных каплеуловителей/ В.П. Приходько, Л.П. Холпанов// Хим.пром-сть. – 1997. – № 8. – С.36-51.
170. Зимон А.Д. Адгезия пыли и порошков / Зимон А.Д. - Москва : Химия, 1967. - 372 с. : ил.; 22 см.
171. Бютнер Э.К. Динамика приповерхностного слоя воздуха / Бютнер Э.К. - Ленинград : Гидрометеиздат, 1978. - 158 с. : ил.; 21 см.
172. Matsumoto S. Simulation of gas-solid two-phase flow in horizontal pipe/ S. Matsumoto, S. Saito, S. Maeda // J.Chem.Eng.Jap. – 1976. – v.9. – № 1. – p.23-28.
173. Yung B.P.K. The role of turbulent bursts in particle re- entrainment in aqueous systems/ B.P.K Yung, H. Merry, T.R. Bott // Chem.Eng.ScL. – 1989. – v.44. – № 4. –p.873-882.
174. Смагин П.В. Об изменении скорости транспортируемого материала при ударе в отводе пневмотранспорта/ П.В. Смагин // Изв. Вузов. Строительство и архитектура. - 1975. -№ 8. - С. 148-151.
175. Шиляев М.И. Гидродинамические процессы в рабочих элементах ротационных сепараторов : диссертация ... доктора физико-математических наук : 01.02.05./ Шиляев, Михаил Иванович - Томск, 1984. - 387 с. : ил.
176. Страус В. Промышленная очистка газов / В. Страус; Пер. Ю. Я. Косого. - М. : Химия, 1981. - 616 с. : ил.; 22 см.



177. Щербина В.Ю. Дослідження сепарації гетерогенних систем в циклонних вихрових апаратах/ В.Ю. Щербина // Наукові вісті НТУУ "КПІ". - 2007, № 6, с. 104–113., укр., Іл. 6. Бібліогр.: 10 назв.
178. Щербина В.Ю. Дослідження процесу сепарації в гідроциклонах магістральних насосів/ В.Ю. Щербина, В.И. Сівецький, В.С. Семиз, Чжан Юлін (张佑林). // ВЕСНИК НТУУ «КПІ». МАШИНОСТРОЕНИЕ. – 2007. – №51. – с.49-55
179. Пат. №35072 Україна, МПК F27B 7/20. ЦИКЛОННИЙ ТЕПЛООБМІННИК ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Чжан Юлін(张佑林), Сівецький В.І., Ковешніков А.О., Сокоlecь О.О.; заявник та власник НТУУ "КПІ" - №u200805444; заявл. 25.04.2008; опубл. 26.08.2008, Бюл. № 16/2008.
180. Пат. №28585 Україна, МПК B04C 5/22. ГІДРОЦИКЛОН / Щербина В.Ю., Сівецький В.І., Семиз В.С., Чжан Ю.С., Величко О.Ю.; заявник та власник НТУУ "КПІ" - №u200709973; заявл. 06.09.2007; опубл. 10.12.2007, Бюл. № 20/2007.
181. Пат. №43557 Україна, МПК F27B 7/00. ЦИКЛОННИЙ ТЕПЛООБМІННИК ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Чжан Юлін(张佑林), Сівецький В.І., Ковешніков А.О., Сокоlecь О.О.; заявник та власник НТУУ "КПІ" - №u200901834; заявл. 02.03.2009; опубл. 25.08.2009, Бюл. № 16/2009.
182. Пат. №64151 Україна, МПК F27B 7/28. ФУТЕРІВКА ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Сахаров О.С., Тіхомірова І.М., Новохатська Ю.М.; заявник та власник ЩЕРБИНА В.Ю. - №u201105307; заявл. 26.04.2011; опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20/2011.
183. Ляпустин П.К. Интенсификация и моделирование процесса сепарации в прямоточном циклоне : диссертация ... кандидата технических наук : 05.17.08./ Ляпустин Павел Константинович. - Ангарск, 2005. - 190 с. : ил.
184. Вараксин А. Ю. Турбулентные течения газа с твердыми частицами / А. Ю. Вараксин. - М. : ФИЗМАТЛИТ, 2003 (ППП Тип. Наука). - 186 с. : ил.; 22 см.
185. Saffman P. G. The lift on a small sphere in a slow shear flow/ P. G. Saffman // J. Fluid Mech. – 1965. – V.22. – P.385-400.
186. Rubinow S.L. The transverse force on a spinning sphere moving in a viscous fluid/ S.L. Rubinow, J.B. Keller // J. Fluid Mech. – 1961. – V.I 1. – P.447-459.
187. Нигматулин Р.М. Основы механики гетерогенных сред/ Нигматулин Р.М. —

М.: Наука. 1978. - 336 с.

188. Yatsenko V.R. Measurements of the magnus force in the range of moderate Reynolds numbers/ V.R. Yatsenko, V.V. Alexandrov // Proc. of the 9th Workshop on Two-Phase Flow Predictions. Merseburg. Germany. – 1999. – P.292-299.

189. Волк А. М. Закономерности процесса разделения суспензий с использованием закрученного газового потока : диссертация ... кандидата технических наук : 05.17.08 / Волк, Анатолий Матвеевич; Белорус. технол. ин-т им. С. М. Кирова. - Минск, 1990. - 145 с. : ил.

190. Соловьев В.В. Исследование разделения газожидкостных смесей в циклонном сепараторе/ В.В. Соловьев, А.С. Жихарев, А.М. Кутепав // Третья Всесоюз. научн.конф. «Современные машины и аппараты химических производств «ХИМТЕХНИКА- 83» : 4-6 октября 1983,Ташкент/ Всесоюз. центр. науч.-исслед. ин-т. - Ташкент, 1983, с.39-42.

191. Николаев Н.А. Гидравлические закономерности в массообменных аппаратах вихревого типа с осевыми завихрителями/ Н.А. Николаев, Н.М.Жаворонков // Теор.основы хим.технологии. – 1973. – № 23. – С.386-394.

192. Сафонов В.Н. Влияние физических свойств жидкости на критические режимы в центробежном каплеуловителе с цилиндрическим завихрителем/ Сафонов В.Н. [ и др.] // Пром.и сан.очистка газов. – 1984. – №1. – С- 3-4.

193. Гарабажиу А.А. Математическое моделирование процессов измельчения и классификации сыпучих материалов в роторно-центробежной мельнице/ А.А. Гарабажиу // Химическая промышленность. – 2003. – Т.80. – №6. – С. 15-30.

194. Горбис З. Р. Физическая модель и математическое описание процесса движения мелких частиц в турбулентном потоке газозвеси/ З. Р. Горбис, Ф. Е. Спокойный // Теплофизика высоких температур. – 1977. – Т. 15. – № 2. – С. 399 -408.

195. Теплотехнические основы циклонных, топочных и технологических процессов/ А. Б. Резняков, Б. П. Устименко, В. В. Вышенский, М. Р. Курмангалиев. Алма-Ата, Наука, 1974. – 374 с. : ил.; 21 см.

196. Бабуха Г.Л., Механика и теплообмен потоков полидисперсной газовой взвеси / Г. Л. Бабуха, М. И. Рабинович . - Киев : Наукова думка, 1969. - 218 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 212-217 (193 назв.)
197. Соу С.Л. Гидродинамика многофазных систем / Соу С.Л.; Перевод с англ. В.С. Данилина [и др.]; Под ред. М.Е. Дейча. - Москва : Мир, 1971. - 536 с. : черт. ; 22 см. - Список лит.: с. 499-525. - Предм. указ.: с. 526-533
198. Фукс Н.А. Механика аэрозолей / Н.А. Фукс - Москва : Изд-во Акад. наук СССР, 1955. - 352 с. : ил. ; 27 см. - Библиогр.: с. 334-344 (581 назв.)
199. Гилинский М.М. Сверхзвуковые газодисперсные струи/ Гилинский М.М. - М : Машиностроение, 1990. - 175с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 174 (12 назв.)
200. Rossetti S.J. Drag reduction in dilute flowing gas-solid suspensions/ S.J. Rossetti, R. Pfeffer // AIChE J. – 1972. – № 1. – p.31-39.
201. Chiesa G. et al. Particulate separation from gas streams by means of a liquid film in annular two-phase climbing flow/ G. Chiesa [ et al.]// Chem.Eng.Sci. – 1974. – v.29. – № 10. – p.1139-1146.
202. Горбунов А.Д. Нахождение корней трансцендентных уравнений в задачах теплопроводности шара при неоднородных граничных условиях/ А.Д. Горбунов, Э. М. Гольдфарб // Изв. вузов. Черная металлургия. – 1984. – № 2. – С. 79–83.
203. Горбунов А.Д. Аналитический расчёт нагрева (охлаждения) двухслойного шара / А.Д. Горбунов, Е.Л. Глущенко // Сб.науч.трудов НМетАУ. – 2007. – С. 105–108.
204. Горбунов А.Д. К расчету термических напряжений при конвективном нагреве шара/ А.Д. Горбунов // Математичне моделювання. – 2011. – №1 (24). – С. 23-28.
205. Федоткин И.М. Эффект теплового гистерезиса и накопление неоднородности свойств композиционных материалов в условиях повторных тепловых воздействий / Федоткин И.М. Гурский Н.Г. Клявлин В.В. Щербина В.Ю. // Инженерно-физический журнал — 1985. — т.49. — №4. — С. 238—239.
206. Новый справочник химика и технолога: процессы и аппараты химических технологий / Под ред. Г. М. Островского . -С.-Пб.: АНО НПО «Профессионал», 2004.- 848 с.

207. Гельперин Н. И. Основные процессы и аппараты химической технологии/ Н. И. Гельперин - М.: Химия, 1981- 812 с.,
208. Сиденко П. М. Измельчение в химической промышленности / П.М. Сиденко. - 2-е изд., перераб. - Москва : Химия, 1977. - 368 с. : ил.; 22 см.
209. Ходаков Г.С. Физика измельчения / Ходаков Г.С. - Москва : Наука, 1972. - 307 с. : ил.; 20 см.
210. Бауман В. А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций : учебник для вузов по спец. "Мех. оборуд. предприятий строит. материалов, изделий и конструкций" / В. А. Бауман, Б. В. Клушанцев, В. Д. Мартынов. - 2-е изд., перераб. - Москва : Машиностроение, 1981. - 326 с. : ил.; 22 см.
211. Промтов М.А. Машины и аппараты с импульсными энергетическими воздействиями на обрабатываемые вещества : учеб. пособие / М. А. Промтов. - М. : Изд-во Машиностроение-1, 2004 - 134 с. : ил., табл.; 21 см.
212. Аввакумов Е. Г. Механические методы активации химических процессов / Е. Г. Аввакумов; Отв. ред. Колосов А. С. - 2-е изд., перераб. и доп. - Новосибирск : Наука : Сиб. отд-ние, 1986. - 303 с. : ил.; 21 см.
213. Rumpf H. Wirtschaftlichkeit und. Okonomische Bedeutung des Zerkleinern.— In: Zerkleinerii (4 Enropaischen Symposium), Decheiita Monogr/ H. Rumpf // Weinheim: Cheme. — 1976. — Bd 79. — P. 19—41.
214. Krupa V. Klassifikacia melitclnosti pomocou energelikotrnnisfonnaacnycli inerani/ V. Krupa, F. Sekyin, M. Merva// Banickc lisly (Mimoriadue eislo), Bratislava: VELA. — 1980. — P. 208—213.
215. Bernhardt C. Zur Mahlung und Aktivierung in einer Miihlc mit Kalorimeter/ C. Bernhardt, H. Hcegn, S. Hlgcn// Bnnicke lisly (Mimoriadue cislo), Bratislava: VEDA. — 1980. — P. 214-220.
216. Преображенский В. П. Теплотехнические измерения и приборы : учебн. [для вузов] / Виктор Павлович Преображенский. — М. : Энергия, 1978. — 704 с.
217. Зайдель А. Н. Элементарные оценки ошибок измерений / А. Н. Зайдель — Л. :

Наука, 1968. — 95 с.

218. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк ; пер с англ. — М. : Мир, 1972. — 384 с.

219. Рабинович С. Г. Погрешность измерений / С. Г. Рабинович — Л. : Энергия, 1978. — 262 с.

220. Сергеев О. А. Метрологические основы теплофизических измерений / О. А. Сергеев — М. : Изд-во стандартов, 1972. — 154 с.

221. Новицкий П. В. Оценка погрешностей результатов измерений / П. В. Новицкий, И. А. Зограф : [2-е изд., перераб. и доп.]. — Л. : Изд-во Энергоатомиздат, 1991. — 304 с

222. Кункин С.Н., Востров В.Н., Кузнецов П.А., Рябинин А.Г. Математические методы обработки экспериментальных данных. Учебное пособие.— СПб.: Изд-во СПбГТУ, – 2002. – 68 с

223. Синайский Э.Г. Разделение двухфазных многокомпонентных смесей в нефтегазопромышленном оборудовании / Э. Г. Синайский. - М.: Недра, 1990. - 272 с.

224. Колосов А. С. Некоторые вопросы моделирования п оцекп энергетической эффектности процессов измельчения твердых тел/ А. С. Колосов // Изв. СО АН СССР. – 1985. – № 2. вып. 1. – с. 26—39.

225. Чжан Юлин. 斜顶偏心旋风筒的数值模拟研究 / Чжан Юлин, Лю Вейхуа, В.Ю.Щербина // Cement Guide for New Epoch. – 2007 – №4. – Vol.13 Serial. – No.73. – С.7-10

226. Щербина В.Ю. Исследование аэродинамических характеристик и процессов разделения дисперсной фазы в нестандартном теплообменнике вращающейся печи/ В.Ю. Щербина, Чжан Юлін (张佑林), Лю Вейхуа, Чжан Лиджинь// НТУУ «КПІ». Енергетика: економіка, технологія, екологія. – 2008. – №1(22). – С.43-49

227. Щербина В.Ю. Аеродинаміка потоків і розділююча ефективність циклонних вихрових апаратів з ексцентрично зміщеним виходом / В.Ю. Щербина, В.І.Сівецький, Чжан Юлін(张佑林), Лю Вейхуа // Промислова гідравліка і пневматика. — 2008. — №4(22). — С. 23—27.

228. Пат. №32991 Україна, МПК F27B 7/34. ЦИКЛОННИЙ ТЕПЛООБМІННИК ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Чжан Юлин(张佑林), Лю Вейхуа, Сівецький В.І., Чжан Лиджинь, Репетовський Т.В.; заявник та власник НТУУ "КПІ" - №u200800858; заявл. 24.01.2008; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11/2008.
229. Древицкий Е.Г. Повышение эффективности работы вращающихся печей / Е. Г. Древицкий, А. Г. Добровольский, А. А. Коробок. - М. : Стройиздат, 1990. - 223 с. : ил.; 22 см. - Библиогр.: с. 223-225 (54 назв.)
230. Дворкин Л. И. Строительные минеральные вяжущие материалы : учебно-практическое пособие / Л. И. Дворкин, О. Л. Дворкин. - Москва : Инфра-Инженерия, 2011. - 541 с. : ил., портр. ; 21 см. - Библиогр.: с. 532-533 (33 назв.). - Предм. указ.: с. 534-541
231. Пащенко А.А., Вяжущие материалы : учеб. пособие для хим.-технол. ин-тов и фак. / А.А. Пащенко, В.П. Сербин, Е.А. Старчевская; Под ред. проф. А.А. Пащенко. - Киев : Вища школа, 1975. - 443 с. : ил. ; 22 см. - Список лит.: с. 440-442
232. Монастырев А.В. Печи для производства извести : Справочник./ А.В. Монастырев - Москва : Металлургия, 1979. - 232 с. : ил. ; 20 см. - Предм. указ.: с. 230. - Библиогр.: с. 228-229 (46 назв.)
233. Блиничев В. Н. Об ударном измельчении одиночных частиц шарообразной формы хрупких материалов / В. Н. Блиничев [и др.] // Тез. докл. науч.-техн. конф. ИХТИ, Иваново. – 1973. - С.55
234. Василевский М.В. Обеспыливание газов инерционными аппаратами/ М.В. Василевский - Томск : Изд-во Томского политехнического университета, 2008. - 248 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 234-245 (213 назв.)
235. Карпухович Д.Т. Исследование промышленных установок дымососов - золоуловителей Д-12 на энергопоездах/ Д.Т. Карпухович// Механическая очистка промышленных газов. НИИОГАЗ.М.: "Машиностроение" . – 1974. – С. 44-60.
236. Карпухович Д.Т. Улиточные пылеуловители/ Д.Т. Карпухович //Водоснабжение и санитарная техника. – 1972. – №7. – С.28-31.

237. Справочник по пыле- и золоулавливанию / М.И. Биргер, А.Ю. Вальдберг, Б.И. Мягков [и др.]; Под общ. ред. А.А. Русанова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М : Энергоатомиздат, 1983. - 312 с. : ил. ; 24 см. - Библиогр.: с. 304-310
238. Derksen, J. T. Simulation of vortex core precession in a reverse flow cyclone/ Derksen, J. T // AIChE J – 2000. – № 49. – P.1359-1371
239. Hydrodynamic Simulation of Cyclone Separators, Computational Fluid Dynamics [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL : <http://www.intechopen.com/books/computational-fluid-dynamics/hydrodynamic-simulation-of-cyclone-separators>.
240. Noppenberger M. How to control erosion in FCC cyclone/ M. Noppenberger// World refining. – 2000. – № 10(6). – P.36-38.
241. Nondestructive monitoring of erosive wear in transfer lines and cyclones at synfuels pilot plants, Paper presented at the Corrosion [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL : <http://www.intechopen.com/books/references/computational-fluid-dynamics/hydrodynamic-simulation-of-cyclone-separators>
242. Бухмиров В.В. Справочные материалы для решения задач по курсу "Тепломассообмен" : учебное пособие / Бухмиров В. В., Ракутина Д. В., Солнышкова Ю. С. - Иваново : Ивановский гос. энергетический ун-т им. В. И. Ленина, 2009. - 104 с.; 30 см.
243. Классен В.К. Повышение стойкости футеровки при использовании твердого топлива/ В.К. Классен// Труды всесоюзного совещания по вопросам футеровки вращающихся печей цементной промышленности, 21-22 апр.1979, г.Подольск/ М. : НИИЦемент. – 1979. – С. 67 – 73.
244. Шубин В.И. Перспективы развития в области футеровок вращающихся печей цементной промышленности/ В.И. Шубин// Труды всесоюзного совещания по вопросам футеровки вращающихся печей цементной промышленности, 21-22 апр.1979, г.Подольск/ М. : НИИЦемент. – 1979. – С. 27 – 33.
245. D.Opits. Warmeverbrauch vom/ D.Opits // Zement – Kalk – Gips. – 1981. – № 1. – P. 42 – 46.
246. Классен В.В. Уменьшение тепловых потерь в горячей части печи эффективно снижает расход топлива/ В.В. Классен // Цемент. – 1978. – № 8. – С. 18 – 19.

247. Шубин В.И. О факторах, влияющих на обазование обмазки в зоне опекания цементных вращающихся печей/ Шубин В.И. [ и др.] // Труды всесоюзного совещания по вопросам футеровки вращающихся печей цементной промышленности, 21-22 апр.1979, г.Подольск/ М. : НИИЦемент. – 1979. – С. 14 – 24.
248. Хобта В.М. Проблемы оптимизации экономических показателей теплообменных процессов/ В.М. Хобта, Д.Т. Митев // Журн. прикл. Химии. – 1996. – т.69. – №10. – С. 1709-1711.
- 249.Bednarski S. New designs of classifying hydrocyclones wrgh separation acuity/ S. Bednarski// Pap. 2nd Int. Conf. on Hydrocyclones. Bath, 19-21 Sept. 1984/ - Cranfield, 1984, p. 153-162.
250. Чалых Е.Ф. Оборудование электродных заводов : учеб. пособие для металлург. и хим.-технол. спец. вузов/ Е.Ф. Чалых - М : Металлургия, 1990. - 235 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр. в конце кн. (18 назв.)
251. Левченко П. В. Расчеты печей и сушил силикатной промышленности : учебное пособие для вузов : для студентов, обучающихся по специальности "Химическая технология вяжущих материалов" - Изд. 2-е стер. / П.В. Левченко. - Москва : Альянс, 2007. – 366 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 364-365 (46 назв.)
252. Штайнбис Э. Исследования механической и термической нагрузки на огнеупорные кирпичи во вращающихся цементных печах/ Э. Штайнбис // Zement-Kalk-Gips. – 1977– Т.30. – № 12. – С.625-627.
253. КселлерХ. Развитие технологии обжига в цементной промышленности и требования к огнеупорной футеровке/ Х. Кселлер// Zement-Kalk-Gips. – 1984– Т.37, – №1. – С.9– 17.
254. Плановский А.Н., Процессы и аппараты химической технологии : учебник для техникумов.- 2-е изд., доп. и перераб / Плановский А.Н. - Москва : Госхимиздат, 1962. - 847 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 828-831
255. Древицкий Е.Г. Повышение эффективности работы вращающихся печей / Е.Г. Древицкий, А.Г. Добровольский, А.А. Коробок. - М : Стройиздат, 1990. - 223 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 223-225 (54 назв.)



256. G.Seidel. Wplyw kształtu płomienia na proces spalania i wymiany ciepła w cementowniczym piecu obrotowym/ G.Seidel // Cement-Wapno-Gips 1968. – № 12.
257. Сахаров А.С. Автоматизированный расчет и конструирование вращающихся тепловых агрегатов барабанного типа с ориентацией на САПР : учеб. пособие для спец. "Машины и аппараты хим. пр-в и предприятий строит. материалов"/ А.С.Сахаров, В.О.Щербина.- Киев : УМКВО, 1988. – 222 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 220-221 (19 назв.)
258. Schmidt-Dohl F. A model for the calculation of combined chemical reactions and transport processes and its application to the corrosion of mineral-building materials Part I. Simulation model/ F. Schmidt-Dohl, F.S. Rostasy // Cement and Concrete Research. – 1999. – №29 (7). – P. 1039-1045.
259. Schmidt-Dohl F. A model for the calculation of combined chemical reactions and transport processes and its application to the corrosion of mineral-building materials Part II/ F. Schmidt-Dohl, F.S. Rostasy // Experimental verification, Cement and Concrete Research.- 1999.-№29 (7). -P. 1047-1053.
260. Глинка Н.Л. Общая химия/ Глинка Н.Л. - Л: «Химия», 1980. - 720с.
261. Чистякова А.А. Физико-химическая природа наростов, образующихся при термообработке сырья/ А.А Чистякова //Цемент.– 1979. – № 7. – С. 12-13.
262. Зозуля П. В. Проектирование цементных заводов : учеб. пособие по курсовому и диплом. проектированию / Зозуля П. В., Никифоров Ю. В. - СПб : Синтез, 1995. – 444 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 439-440 (26 назв.)
263. Расчет потерь тепла через корпус вращающихся печей/ П.В. Беседин, П.А. Турубаев, М..В Нусс, Ю.Н.Киреев, Е.В. Мануйлов, В.В. Смирнов, С.В. Червоткин // Цемент и его применение. - 2001. -№ 2. - С. 13-17.
264. Гнедина М.А. Расчет температурных параметров зоны спекания вращающихся печей/ М.А. Гнедина, Г.А. Соколинская // Цемент.-1979. - № 1.- С. 14-18.
265. Дешко Ю.И. Наладка и теплотехнические испытания вращающихся печей на цементных заводах / Дешко Ю.И. - 2-е изд., доп. и перераб. - Москва : Стройиздат, 1966. - 247 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 242-245 (77 назв.)

266. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие/ Кутателадзе С.С. - М : Энергоатомиздат, 1990. – 365 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 354-361
267. Кутателадзе С.С., Справочник по теплопередаче/ Кутателадзе С.С, Боришанский В.М. - Ленинград ; Москва : Госэнергоиздат, 1958. - 414 с., 3 л. номогр. : черт. ; 20 см. - Библиогр.: с. 400-414
268. Кухлинг Х. Справочник по физике / Кухлинг Х.; Пер. с нем. под ред. Е.М. Лейкина. - М : Мир, 1982. - 519 с. : ил. ; 20 см. - Предм. указ.: с. 491-506
269. Аметистов Е.В. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент : Справочник / Аметистов Е.В. [и др.]; Под общ. ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. - 2-е изд., перераб. - М : Энергоатомиздат, 1988. – 556 с. : ил. ; 24 см. - Библиогр. в конце разделов. - Предм. указ.: с. 543-550
270. Торгунаков В.Г. Тепловой неразрушающий контроль вращающихся обжиговых печей : диссертация ... доктора технических наук : 05.11.13./ Торгунаков Владимир Григорьевич. - Томск, 2005. - 409 с. : ил.
271. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. - 2-е изд., стер. - Москва : Энергия, 1977. - 343 с. : ил. ; 22 см. - Список лит.: с. 336-341 (119 назв.)
272. Арутюнов В.А. Математическое моделирование тепловой работы промышленных печей : учеб. для вузов по спец. "Теплофизика, автоматизация и экология тепловых агрегатов в металлургии" / В.А. Арутюнов, В.В. Бухмиров, С.А. Крупенников; Под науч. ред. В.А. Арутюнова. - М : Металлургия, 1990. – 232 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 238
273. Кобахидзе В.В. Тепловая работа и конструкции печей цветной металлургии : учеб. для вузов по направлению "Металлургия" и спец. "Теплофизика, автоматизация и экология тепловых агрегатов в металлургии"/ Кобахидзе В.В. - М : МИСИС, 1994. - 354 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 355 (5 назв.)
274. Зигель Р. Теплообмен излучением / Зигель Р. ; Пер. с англ Р. Зигель, Дж. Хауэлл; Под ред. Б.А. Хрусталева. - Москва : Мир, 1975. - 934 с. : черт. ; 22 см. - Предм. указ.: с. 919-928. - Список лит.: с. 908-910 (65 назв.)

275. Коржубаев А.Г. Сланцевый газ в системе газообеспечения: сырьевая база, условия освоения и прогноз добычи/ А.Г. Коржубаев, И.В. Филимонова, Л.В. Эдер// Газовая промышленность. – 2012. – № 6. – С.70–77.
276. Дмитриевский А.Н. Сланцевый газ – новый вектор развития мирового рынка углеводородного сырья/ А.Н. Дмитриевский, В.И. Высоцкий // Газовая промышленность. – 2010. – №8. – С.44–47.
277. Щербина В.Ю. Використання сланцевого газу в обертових печах промисловості будматеріалів/ В.Ю. Щербина // Наукові вісті НТУУ "КПІ" – 2014. – №1. – С.29–34.
278. Мешков Е.И. Развитие теории и совершенствование технологии производства графитированной электродной продукции на основе математических моделей массо- и теплопереноса: Дисс. докт. техн. наук./Мешков Евгений Иванович ; Владикавказ– М., 2009. -306 с.
279. Scott Stevens, Vello Ruuskraa. Special Report: Gas Shale-1: Seven Plays dominate North America activity/ Scott Stevens, Vello Ruuskraa //Oil and Gas J. -Sept. 29. – 2009. – P. 36–41.
280. Глишков М. А. Общая теория печей/ М. А. Глишков, Г. М. Глишков. М.: Металлургия, 1978 – 264 с.
281. Аксельрод Е.И. Теплопроводность высокопористой изоляции из высокоглиноземного волокна/ Е.И. Аксельрод //Огнеупоры. – 1979. -№10. – С. 8-13.
282. Кацевич Л.С., Теория теплопередачи и тепловые расчеты электрических печей : учебник для электромех. техникумов / Л.С. Кацевич. - Москва : Энергия, 1977. - 304 с. : ил. ; 20 см. - Список лит.: с. 300-301 (34 назв.)
283. Стрелов К.К. Структура и свойства огнеупоров/ Стрелов К.К. - Москва : Металлургия, 1972. - 215 с. : ил. ; 20 см. - Списки лит. в конце глав
284. Литовский Е.Я. Теплофизические свойства огнеупоров : Справочник/ Литовский Е.Я., Пучкелевич Н.А. - М : Металлургия, 1982. - 150 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 135-149 (498 назв.)
285. Исследования по жароупорным железобетонным и армокирпичным конструкциям : сборник статей / Под ред. В.И. Мурашева. - Москва : Госстройиздат, 1959. - 343 с. : ил. ; 23 см. - Библиогр. в конце статей

286. Седов Л.И. Механика сплошной среды : учеб. для вузов : В 2 т.. - 4-е изд., испр. и доп./ Л.И.Седов - М : Наука, 1983. – Т. 1. - 1983. - 528 с. : ил. - Библиогр.: с. 491-492 (31 назв.), 520 (22 назв.). - Предм. указ.: с. 521-528
287. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа : учебник для вузов по специальности "Механика" /Лойцянский Л.Г. - Москва : Наука, 1973. – 847с., 1 л. граф. : ил. ; 27 см. - Указ. имен. и предм.: с. 833-847
288. Шашенко А.Н. Оценка устойчивости естественных и искусственных породных откосов / А.Н. Шашенко, А.С. Ковров // Геотехническая механика. – 2010. – Вып. 91. – С. 43-54.
289. Шашенко А.Н. Механика горных пород: Учебник для вузов/ А.Н. Шашенко, В.П. Пустовойтенко - К.: Новый друк, 2003.-400 с.
290. Пономарев С. Д. Расчеты на прочность в машиностроении / Пономарев С. Д., Бидерман В. Л. [и др.]; Под ред. д-ра техн. наук проф. С.Д. Пономарева. Т. 1-. - Москва : Машгиз, 1956. - 884 с.
291. Алексеев А.Д. Предельное состояние горных пород/ Алексеев А.Д. - Киев : Наукова думка, 1982. - 197 с. : ил. ; 20 см. - Библиогр.: с. 181-196 (296 назв.)
292. Шашенко О.М. Деформованість та міцність масивів гірських порід/ О.М. Шашенко, О.О. Сдвижкова, С.М. Гапеев. - Д.: Національний гірничий університет, 2008. - 224 с.
293. Balmer G. A general analytical solution for Mohr's envelope/ G. Balmer // Am. Soc. Test. Mat. – 1952. – P.1260-1271.
294. Дидык Р.П. Физические основы прочности. Учебник/ Р.П. Дидык, Е.В. Кузнецов, В.Н. Забара – Д.: Наука и образование, 2005. – 608 с.
295. Hoek E. Practical Rock Engineering/ E. Hoek // London: Institution of Mining and Metallurgy. – 2002. – p. 325.
296. Hoek E., Carranza-Torres C. , Corkum, B. Brown criterion – 2002 edition/ Hoek E., Carranza-Torres C. , Corkum, B. //Proc. NARMS-TAC Conference. – Toronto. – 2002. – №1 . – P. 267-273.

297. Обеспечение работоспособности содовых печей с повышением точности и технологичности при сборке на стадии эксплуатации/ Р.Г. Абдеев, Р.Г. Ризванов, Р.Г. Рыскулов, А.Ф. Инсафутдинов - Уфа: БашНИИстрой, 1998. - 222с., ил.
298. Генералов М.Б. Энциклопедия машиностроения. Машины и аппараты химических и нефтехимических производств. Т.IV-12 / М.Б. Генералов, В.П. Александров, В.В. Алексеев [и др.] - М.: Машиностроение, 2004. – 832с.
299. Шубин В.И. Футеровка цементных вращающихся печей / В. И. Шубин. - Москва : Стройиздат, 1975. - 184 с. : ил.; 20 см.
300. Пат. №107294 Україна, МПК F27B 7/22. БАНДАЖ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА / Дегодя Т.В., Мікульонок І.О., Щербина В.Ю.; заявник та власник Дегодя Т.В.; Мікульонок І.О.; Щербина В.Ю. - №u201512830; заявл. 25.12.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10/2016.
301. Пат. №107295 Україна, МПК F27B 7/22. ОПОРНИЙ ПРИСТРІЙ ОБЕРТОВОГО БАРАБАНА / Дегодя Т.В., Мікульонок І.О., Щербина В.Ю.; заявник та власник Дегодя Т.В.; Мікульонок І.О.; Щербина В.Ю. - №u201512831; заявл. 25.12.2015; опубл. 25.05.2016, Бюл. № 10/2016.
302. Пат. №64150 Україна, МПК F27B 7/20. ВУЗОЛ З'ЄДНАННЯ ВІНЦЕВОЇ ШЕСТИРІНІ З КОРПУСОМ БАРАБАНА ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Сівецький В.І., Брижак О.В., Карпенко О.А.; заявник та власник ЩЕРБИНА В.Ю. - №u201105304; заявл. 26.04.2011; опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20/2011.
303. Пат. №38123 Україна, МПК F27B 7/20. ВУЗОЛ З'ЄДНАННЯ ВІНЦЕВОЇ ШЕСТИРІНІ З КОРПУСОМ БАРАБАНА ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Сівецький В.І., Гондях О.В., Чемерис А.О., Чжан Ю.С., Репетовський Т.В.; заявник та власник НТУУ "КПІ" - №u200808733; заявл. 02.07.2008; опубл. 25.12.2008, Бюл. № 24/2008.
304. Пат. №31197 Україна, МПК F27B 7/20. ВУЗОЛ З'ЄДНАННЯ ВІНЦЕВОЇ ШЕСТИРІНІ З КОРПУСОМ БАРАБАНА ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Сівецький В.І., Гондях О.В., Чемерис А.О., Чжан Ю.С., Репетовський Т.В.; заявник та власник НТУУ "КПІ" - №u200714418; заявл. 20.12.2007; опубл. 25.03.2008, Бюл. № 6/2008.

305. Пат. №64152 Україна, МПК F27B 7/22. БАНДАЖ ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Храпійчук Т.І., Новохатська Ю.М.; заявник та власник ЩЕРБИНА В.Ю. - №u201105310; заявл. 26.04.2011; опубл. 25.10.2011, Бюл. № 20/2011.
306. Пат. №22003 Україна, МПК F27B 7/00. ОБЕРТОВА ПІЧ / Щербина В.Ю., Сівецький В.І., Чжан Юлин(张佑林), Чемерис А.О., Ряба О.А.; заявник та власник НТУУ "КПІ" - №u200611767; заявл. 08.11.2006; опубл. 10.04.2007, Бюл. № 4/2007.
307. Пат. №27585 Україна, МПК F27B 7/00. ОБЕРТОВА ПІЧ / Щербина В.Ю., Сівецький В.І., Чжан Юлин(张佑林), Чемерис А.О., Бельдій Л.С., Степановський А.О.; заявник та власник НТУУ "КПІ" - №u200706293; заявл. 07.06.2007; опубл. 12.11.2007, Бюл. № 18/2007.
308. Пат. №47793 Україна, МПК F27B 7/00. ВИХРОВИЙ ТЕПЛООБМІННИК ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Береговий Р.О., Бобах В.В., Саміленко Ю.М.; заявник та власник НТУУ "КПІ". - №u200908721; заявл. 19.08.2009; опубл. 25.02.2010, Бюл. № 4/2010.
309. Пат. №52898 Україна, МПК F27B 7/00. ВИХРОВИЙ ТЕПЛООБМІННИК ОБЕРТОВОЇ ПЕЧІ / Щербина В.Ю., Чжан Юлин(张佑林), Ху Ефа(胡业发), Гостєв О.І., Саміленко Ю.М.; заявник та власник ЩЕРБИНА В.Ю. - №u201004153; заявл. 09.04.2010; опубл. 10.09.2010, Бюл. № 17/2010.
310. Моделирование работы вихревого теплообменника в газовом потоке вращающейся печи / В.Ю. Щербина, Чжан Юлин, Ю.Н. Саміленко, В.В. Бобах // Науково-технічний збірник Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка - 2009 р – № 33 -с.158-164
311. Дослідження термомеханічних навантажень в обертівій печі з вихровим теплообмінником / В.Ю. Щербина, О.С. Сахаров, Ю.М. Саміленко, В.В. Бобах // Наукові вісті НТУУ "КПІ". — 2009. — № 6. — С. 26—33. Іл. 7. Бібліогр.: 6 назв.
312. Олесова Т.Н. Фазовые превращения в системе CaO-SiO-Cr-0 и устойчивость обмазки в зоне спекания вращающихся печей/ Т.Н. Олесова, П.В. Зозуля, Л.О. Адейшвили // Цемент. – 1979. – № 10. – С.20-22.

313. Чаттерджи А.К. и др. Лабораторные исследования для установки соответствия огнеупорного кирпича в зоне обжига составу обжигаемого материала/ А.К. Чаттерджи [и др.] // Zement-Kalk-Gips. - 1986.- № 7. - Т.39. – С.399-402.
314. Брыжик А.В. Снижение топливно-энергетических затрат при производстве цемента / А.В.Брыжик, Е.В. Текучёва, В.К. Классен [ и др.] // Междунар. науч.-практ. конф. «Энерго- и ресурсосберегающие технологии в промышленности стройматериалов. – Белгород. – 2000. - Ч. 1. - С. 63-67.
315. Брыжик А.В. Энергосберегающая технология производства портландцементного клинкера / А.В. Брыжик, Е.В.Текучёва, В.М, Коновалов [и др.]// Междунар. науч.-практ. конф. «Энерго- и ресурсосберегающие технологии в промышленности стройматериалов, - Белгород. – 2000. – Ч. 1.- С. 67-71.
316. Матвеев А.Ф. Эффективность использования углеотходов в качестве сырьевого компонента / А.Ф. Матвеев, А.В. Черкасов // Вестник БГТУ. – 2003. - №5.-С. 173-175.
317. Классен В.К. Энерго-ресурсосбережение при производстве цемента / В.К. Классен, В.И. Шубин // Доклады II Междунар, совещ. по химии и технологии цемента. -М. – 2000.-Т.1.-С. 133-145.
318. Борисов И.Н. Влияние техногенных продуктов на свойства шламов при высушивании / И.Н. Борисов, Л.С. Дурнева // Вестник БГТУ.- 2003.- № 5.- С. 40-42.
319. Rother W. Kreislaufbildende Stoffe und Emissionen im Brennprocep. Verhalten, Einflusse und Verminderung / W.Rother // Polysius, 1995. – P.99
320. Беяева В.К Взаимное влияние процессов охлаждения клинкера, гранулообразования и эффективности работы колосникового холодильника / В.И. Беяева В.К. Классен, С.Ф. Миндолин, С.А. Перескок // Цемент. - 2003. - № 2. - С. 44-46.
321. Д. Андерсон. Вычислительная гидромеханика и теплообмен : В 2 т. / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер ; Перевод с англ. С. В. Сенина, Е. Ю. Шальмана; Под ред. Г. Л. Подвидза. - М. : Мир, 1990. – Т.1. - 384 с. - 22 см.
322. Д. Андерсон. Вычислительная гидромеханика и теплообмен : В 2 т. Т.2 / Д. Андерсон, Дж. Таннехилл, Р. Плетчер ; Пер. с англ. С. В. Сенина, Е. Ю. Шальмана; Под ред. Г. Л. Подвидза. - М. : Мир, 1990. – 392с. - 22 см.

323. Андриющенко В.А. Теория систем автоматического управления : Учеб. пособие / Андриющенко В.А. - Л : Изд-во ЛГУ, 1990. – 251 с.
324. Аман Э. А. Повышение эффективности комплексной переработки нефелинового сырья как фактор увеличения масштабов его промышленного использования / Э.А. Аман, С. Я. Данциг, В. В. Пивоваров // Проблемы развития глиноземного производства в СССР: Сб. науч. трудов. ВАМИ. – Л., 1990. – С.93-101.
325. Будаков Б.М. Сборник задач по математической физике. - 2-е изд., испр./ Б.М. Будаков, А.А. Самарский, А.Н. Тихонов. - Москва : Наука, 1972. - 687 с. : черт. ; 22 см. - Список лит.: с. 685-687 (50 назв.)
326. Борисов И.Н. Некоторые особенности поведения шламов на цепях при высушивании / И.Н. Борисов, Л.С. Дурнева // Цемент и его применение. – 2002. – № 5. – С. 26–28.
327. Борисов И.Н. Пути повышения эффективности работы цепных завес вращающихся печей / И.Н. Борисов // Цемент и его применение. – 2003. – № 3. – С. 17–20
328. Современные горелочные устройства : (Конструкции и техн. характеристики) : Справ / А. А. Винтовкин, М. Г. Ладыгин, В. Л. Гусовский, А. Б. Усачев. - М : Машиностроение-1, 2001. - 487 с. : ил. ; 24 см. - Библиогр.: с. 484-487
329. Гальнбек А.А. Расчеты пирометаллургических процессов и аппаратуры цветной металлургии : учеб. пособие для вузов по спец. "Металлургия цв. металлов" / А.А. Гальнбек, Л.М. Шалыгин, Ю.Б. Шмонин. - Челябинск : Металлургия. Челяб. отд-ние, 1990. - 447 с. ; 22 см. - Библиогр.: с. 446-447 (53 назв.)
330. Бесекерский В. А. Теория систем автоматического управления : линейные системы. Нелинейные системы. Импульс. системы. Цифровые и адаптив. системы. Критерии устойчивости. Случайные процессы / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. - 4-е изд., перераб. и доп. - СПб : Профессия, 2004 - 747 с. : ил. ; 24 см. Библиогр.: с. 744-747 (101 назв.)
331. Брюханов В. Н. Теория автоматического управления : Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов / В.Н. Брюханов, М.Г. Косов, С.П. Протопопов [и др.]; Под ред. Ю.М. Соломенцева. - 3-е изд., стер. - М : Высш. шк., 2000. – 267 с. : ил. ; 21 см. Библиогр.: с. 265-266



332. Доронин С. В. Теория автоматического управления и регулирования : учебное пособие / Доронин С.В. - Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2005. - 127 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 125 (9 назв.)
333. Ким Д. П. Теория автоматического управления : в 2т. / Д. П. Ким. – М.: Физматлит, 2003. – Т.1, Линейные системы – 288 с.
334. Ким Д. П. Теория автоматического управления : в 2т. / Д. П. Ким – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004 – Т. 2. Многомерные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы, учебное пособие . – 463 с.
335. Соснин О. М. Основы автоматизации технологических процессов и производств : учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности "Автоматизация технологических процессов и производств (машиностроение)" направления подготовки "Автоматизированные технологии и производства" / О.М. Соснин. - Москва : Академия, 2007. – 239 с.: ил.; 22 см. - Библиогр.: с. 237 (15 назв.)
336. Кудинов В. А. Техническая термодинамика : Учеб. пособие для студентов вузов / В. А. Кудинов, Э. М. Карташов. - 3-е изд., испр. - М : Высш. шк., 2003. - 260 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 255-256
337. Лукас В. А. Теория управления техническими системами : учебное пособие для студентов высших учебных заведений / В.А. Лукас; Федер. агентство по образованию, Гос. образоват. учреждение высш. проф. образования "Ур. гос. гор. ун-т". - 4-е изд., испр. - Екатеринбург : Изд-во Уральского государственного горного университета, 2005. - 676 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 672 (9 назв.).
338. Новосельцев В. И. Теоретические основы системного анализа / Новосельцев В. И., Тарасов Б. В.; под ред. Новосельцева В. И. - Изд. 2-е, испр. и перераб. - Москва : Майор, 2013. - 535 с. : ил., табл. ; 25 см. - Библиогр.: с. 415-419
339. Сизяков В.М. Эффективные способы комплексной переработки небокситового алюминиевого сырья на глиноземные и попутные продукты / В.М. Сизяков, В.М. Насыров // Цветные металлы. – 2001. – №12. – С.63-68.

340. Стерлигов В.В. Создание обобщенной модели теплопроводности для тел с анизотропными свойствами / В. В. Стерлигов, А. А. Чекулаев (А.А. Маркус) // Известия вузов. Черная металлургия. - 2011. - № 8. - С. 45-48
341. Телегин А.С. Теплоперенос / А.С. Телегин, В.С. Швыдкой, Ю.Г. Ярошенко. – М.: Академкнига, 2002. – 455 с.
342. Шойхет Б.М. Теплоизоляция : материалы. Конструкции. Технологии : справочное пособие / Шойхет Б.М. [и др.]; гл. ред.: С.М. Кочергин. - Москва : Стройинформ, 2008. - 433 с. : ил. ; 29 см. - Библиогр.: с. 430-433
343. Тарасенко Ф. П. Прикладной системный анализ : учебное пособие по специальности "Государственное и муниципальное управление" / Ф.П. Тарасенко. - Москва : КноРус, 2010. - 218 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр. в конце кн.
344. Шариков Ю. В. Моделирование процессов и объектов в металлургии : учебное пособие / Ю.В. Шариков, И.Н. Белоглазов, А.Ю. Фирсов. - Санкт-Петербург : Санкт-Петербургский государственный горный институт (технический университет), 2006. - 83 с. : ил. ; 20 см. - Библиогр.: с. 80-82 (36 назв.)
345. Шариков Ю.В. Математическое моделирование тепловых потоков в трубопроводах и трубчатых объектах / Ю.В. Шариков, А.А. Маркус // СПб: Записки Горного института. – 2013 - № 202, С. 235 – 238.
346. Шариков Ю.В. Математическое моделирование тепловых полей во фрагменте футеровки вращающейся печи / Ю.В. Шариков, А.А. Маркус// М.: Металлург. – 2013 - № 12, С. 23-26.
347. Шариков Ю.В. Математическое моделирование процессов в трубчатых вращающихся печах / Ю.В. Шариков, Ф.Ю. Шариков, О.В. Титов. – Deutschland: LAP LAMBERT Academic publishing, 2012. – 105 с.
348. Булгаков В.К. Конечно-элементные схемы высокого порядка для задачи Навье-Стокса. Модифицированный SUPG-метод./ В.К. Булгаков, И.И. Потапов // Сб. тр. Междунар. науч. конф. «Математические методы в технике и технологиях ММТТ-16». - Санкт-Петербург: изд-во Санкт-Петербургского государственного техн. ун-та, 2003. - Т. 1. - С. 129 -132.
349. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов : учебник для машиностроит. спец. вузов

- / Г.С. Писаренко, В.А. Агарев, А.Л. Квитка [и др.]; Под ред. Г.С. Писаренко. - 4-е изд., перераб. и доп. - Киев : Вища школа, 1979. - 694 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 689
350. Махутов Н.А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность/ Н. А. Махутов. - М : Машиностроение, 1981. - 272 с. : ил. ; 22 см. - Библиогр.: с. 260-265 (111 назв.)
351. Трощенко В.Т. Деформирование и разрушение металлов при многоцикловом нагружении/ В. Т. Трощенко. - Киев : Наукова думка, 1981. - 343 с. : граф. ; 22 см. - Библиогр.: с. 329-341 (277 назв.)
352. Sweitzer, K. A. Mean Stress Effects on Random Fatigue of Nonlinear Structures / K. A. Sweitzer, N. S. Ferguson. // 12-th International Congress on Sound and Vibration., Lisbon, 11-14 July 2005 г. – P. 91-98.
353. Качанов Л.М. Основы механики разрушения/ Л. М. Качанов. - Москва : Наука, 1974. - 311 с. : ил. ; 22 см. - Список лит.: с. 297-305.
354. Лагуткин М.Г. Оценка действия силы Кориолиса в аппаратах с закрученным потоком/ М.Г. Лагуткин, Д.А. Баранов // Теоретические основы химической технологии. - 2004. – Т.38. – №1. - С. 1.
355. Расчет разделяющей способности цилиндрикоконического гидроциклона на основе детерминированного подхода/ М.Г. Лагуткин, Д.А.Баранов, С.Ю. Булычев, Е.Ю. Баранова // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2004. – №5. - С. 3.
356. Машиностроение : Энциклопедия : В 40 т / Ред. совет: К.В. Фролов [ и др.]. - М : Машиностроение, 1994. – 829 с.- 24 см
357. Ahmed A.M. On the mechanisms of modifying the structure of turbulent homogeneous shear flows by dispersed particles/ A.M. Ahmed, S. Elghobashi // Phys. Fluids. – 2000. - №.12. – P.2906-2930.
358. Boivin M. On the prediction of gas-solid flows with twoway coupling using Large Eddy Simulation/ M. Boivin, O. Simonin , K.D. Squires// Phys. Fluids. – 2000. – №.12. – P.2080- 2090.
359. Squires K.D. Application of DNS and LES to dispersed two-phase turbulent flows/ K.D. Squires, O. Simonin // Proc. 10th Workshop on Two-Phase Flow Predictions. Merseburg. Germany. 2002. – P. 152-163.

360. Вараксин А.Ю. Некоторые проблемы экспериментального исследования структуры гетерогенных потоков/ А.Ю. Вараксин, А.Ф. Поляков // ТВТ. – 2000. – Т.38. – № 4. – С. 646-653.
361. Вараксин А.Ю. Распределения скоростей бидисперсных частиц в нисходящем турбулентном потоке воздуха в трубе/ А.Ю. Вараксин, А. Ф. Поляков // ТВТ. – 2000. – Т.38. – № 2. – С.343-346.
362. Баранов Д.А. Процессы и аппараты химической технологии : Явления переноса, макрокинетика, подобие, моделирование, проектирование : Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по хим.-технол. направлениям и специальностям : В 5 т. / Д.А. Баранов [ и др.]. Под ред. А.М. Кутепова. - М. : Логос, 2001. – Т. 2: Механические и гидромеханические процессы - 599 с. : ил., табл.
363. Кондратьев А.С. К расчету скорости свободного осаждения твердых частиц в ньютоновской жидкости/ А.С. Кондратьев, Е.А. Наумова // Теорет. основы хим. технологии. – 2003. –Т. 37. –№ 6. –С. 646-652.
364. Прокопенко А.С. Математическая модель тонкопленочного течения нелинейновязкой жидкости по наружной поверхности криволинейного ротора/ А.С. Прокопенко, Г.В. Рябчук, Е.А. Селезнёва // Изв. вузов. Химия и хим. технол. – 2002. –№ 5. – С. 121-123.
365. Математическая модель процесса разделения тонкодисперсных суспензий на криволинейных насадках/ А.С. Прокопенко, Е.А. Смирнова, Г.В. Рябчук, Г.И. Первакова // Изв. вузов. Химия и хим. технол. – 2003. – №2. – С. 162-163.
366. Яблонский В.О. Гидродинамика течения неньютоновской жидкости в гидроциклоне/ В.О. Яблонский // Журн. приклад, химии. – 2000. –№ 1. –С. 95-99.
367. Яблонский В.О. Развитие вращательного течения пленки неньютоновской жидкости в цилиндрической трубе конечной длины/ В.О. Яблонский, Г.В. Рябчук // Теорет. основы хим. технологии. –2001. – Т. 35. –№. 5. – С. 479-484.
368. Бабаджанян Г.А. Развитие течения жидкости в плоском канале с подвижными проницаемыми стенками/ Г.А. Бабаджанян, Л.Е. Даниелян, Р.Ж. Мнацаканян // Инж.-физ. журн. – 1997. – Т. 70. – № 2. – С. 200-204.

369. Математическое моделирование процесса сепарирования полидисперсных систем/ А.Н. Саламатин, И.И. Поникаров, О.А. Перелыгин, Ф.А. Байгузин // Теорет. основы хим. технологии. – 2002. – Т. 36. – № 5. – С. 529-532.
370. Семенов Е.В. О сходящемся ламинарном потоке жидкости между двумя вращающимися дисками/ Е.В. Семенов // Прикл. мех. и техн. физика. – 2001. – №22. – С. 71-83.
371. Семенов Е.В., Карамзин В.А. К вопросу о разделении концентрированных гетерогенных жидкостных систем // Теорет. основы хим. технологии. – 2003. – Т. 37. – № 3. – С. 258-264.
372. Calculation of the process of an inspissation of suspensions on rotary permeable surfaces / R.I. Ibjatov, F.G. Akhmadiev, L.P. Kholpanov, R.R. Fazilzyanov // 16th International Congress of Chemical and Process Engineering, 2004. – V.3. – P. 1057.
373. Холпанов Л.П. Математическое моделирование динамики дисперсной фазы/ Л.П. Холпанов, Р.И. Ибяттов // Теорет. основы хим. технологии. – 2005. – Т. 39. – №2. – С. 206-215.
374. Дик И.Г. Моделирование гидродинамики и сепарации в гидроциклоне : / И.Г. Дик, О.В. Матвиенко, Т. Неессе// Теоретические основы химической технологии— 2000. – т.34. – №56. – с.478-488.
375. Примеры и задачи по курсу "Машины и аппараты химических производств": учеб. пособие для студентов вузов / В.М. Ульянов, А.А. Иванов, А.А. Сидягини [и др.]; Под ред. В.М. Ульянова ; М-во образования Рос. Федерации, Нижегород. гос. техн. ун-т. - Н.Новгород : НГТУ, 2003. - 355 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 352-355 (65 назв.)
376. Ткачук Д. М. Проблемы структуры внешнего потока гидроциклона / Д. М. Ткачук, В. П. Нечипоренко // Химическая промышленность. - 2001. - № 10.-С. 34-39.
377. Computer Controlled Hydrocyclone Battery/ T. Neesse, M. Schneider, F. Donhauser, B. Schricker // Science & Technology of Filtration and Separations for the 21st Century, 2001. - Bd. 15. - Session No. 32 : Hydrocyclone II.
378. Швыдкий В.С. Очистка газов :Справочное издание/ В.С. Швыдкий, М.Г. Ладыгичев— М.: Теплоэнергетик, 2002. — 640 с.

379. Миндубаев Р.Ф. Повышение энергетической эффективности тепломас-  
сообменной установки разделения пирогаза за счет очистки газов-теплоносителей от  
аэрозольных частиц : диссертация ... кандидата технических наук : 05.14.04/  
Миндубаев Равиль Фирхатович. - Казань, 2003. - 124 с. : ил.
380. Ижорин М.Н. Футеровка теплотехнических агрегатов для производства цемента /  
Ижорин М.Н.- М : Высш. шк., 1984. - 160 с. : ил. ; 21 см. - Библиогр.: с. 158 (6 назв.)
381. Семенова Л. А. Пути снижения удельного расхода топлива на вращающихся  
печах ИДП ОАО "ММК" /1 Энергосбережение на промышленных предприятиях/  
Л.А. Семенова, Т. Л.Боярская, Н. Б. Бурдакова// Материалы второй Международной  
научно-технической конференции. Магнитогорск, 2000. – С. 219-226.
382. Кашеев И. Д. Свойства и применение огнеупоров / И.Д. Кашеев. - М :  
Теплотехник, 2004. - 351 с. : ил. ; 25 см. - Библиогр. в конце гл.
383. Ладыгичев М. Г. Зарубежное и отечественное оборудование для очистки газов :  
Справочное издание / М.Г. Ладыгичев, Г.Я. Бернер. - М : Теплотехник, 2004. - 694 с.  
: ил. ; 30 см. - Библиогр.: с. 694 (46 назв.)
384. Ханд А. Современное состояние технологии обжига фирмы KHD Humboldt  
Wedag AG / А. Ханд, К. Экерт // Цемент и его применение. - 2002. - №5.-С.7-14.
385. Kehl P. Die Betriebsergebnisse aus den ersten 30 Monaten mit der neuen Ofenlinie 5  
im Zementwerk Rudersdorf / P. Kehl, K.-F. Scharf, R. Wirthwein // Z-K-G. - 1998.- № 8.-  
S. 410-426.
386. Wirthwein R. Betriebserfahrungen mit der Vorcalcinieranlage im Zementwerk  
Rudersdorf / R.Wirthwein, K.-F. Scharf // Z-K-G. - 2000.- № 1.- S. 46-54.
387. Patzke J. Verfahrenskonzept, Neubau und erste Betriebsergebnisse von Ofenlinie  
11 im Zementwerk Lagerdorf / J. Patzke, H. Rosemann // Z-K-G. - 1996.- № II-S. 611-622.
388. Panze W. Einsatzgebiete und Antriebsmotoren für Schlagermühlen / W. Panze, M.  
Herziger // Z-K-G. - 2000. - № 2. - S. 80-93.
389. Khan J.A. Numerical modeling of a rotary kiln incinerator / J.A. Khan, D. Pal, J.S.  
Morse // Hazardous Waste & hazardous Materials. - 1993. - 10 (1). - p. 81-95.

390. Leger C.B. A three dimensional detailed numerical model of a field-scale rotary kiln incinerator / C.B. Leger, V.A. Cundy, A.M. Sterling // Environmental Science & Technology. - 1993. - 27. - p. 677-690.
391. Еаер Г. Обучение операторов цементных линий с помощью тренажера Simulex / Г. Еаер, Й. Борнеманн // Цемент и его применение. - 2003. - № 1. - С. 7.
392. Нусс М.В. Информационная система по управлению процессом обжига цементного клинкера. Современные проблемы строительного материаловедения/ М.В. Нусс, П.А. Трубаев, В.К. Классен // Седьмые академические чтения РААСН: 10- 12 окт. 2001, Белгород/ - Белгород, 2001. - С.377-380.
393. Расчет потерь тепла через корпус вращающихся печей / Беседин П.В., Турубаев П.А., Нусс М.В., Киреев Ю.Н. [ и др.] // Цемент и его применение. -№ 2, - 2001. - С. 13-17.

# ДОДАТКИ



## ДОДАТОК А

### РОЗРАХУНКОВІ СХЕМИ

#### А.1 Рівняння визначення завихореності

$$\begin{aligned}
 & \left( \nu_{i+1/2,j}^{1+} W_{i,j} + \nu_{i+1/2,j}^{1-} W_{i+1,j} - \nu_{i-1/2,j}^{1+} W_{i-1,j} - \nu_{i-1/2,j}^{1-} W_{i,j} \right) \frac{1}{\xi} + \\
 & + \left( \nu_{i,j+1/2}^{2+} W_{i,j} + \nu_{i,j+1/2}^{2-} W_{i,j+1} - \nu_{i,j-1/2}^{2+} W_{i,j-1} - \nu_{i,j-1/2}^{2-} W_{i,j} \right) \frac{1}{\eta} + \\
 & = \left[ (a_{11})_{i+1/2,j} \frac{\omega_{i+1,j} - \omega_{i,j}}{\xi_{i+1}} - (a_{11})_{i-1/2,j} \frac{\omega_{i,j} - \omega_{i-1,j}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\
 & + \left[ (a_{12})_{i,j+1/2} \frac{\omega_{i+1,j} - \omega_{i,j}}{\xi_{i+1}} - (a_{12})_{i,j-1/2} \frac{\omega_{i,j} - \omega_{i-1,j}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\eta} + \\
 & + \left[ (a_{12})_{i+1/2,j} \frac{\omega_{i,j+1} - \omega_{i,j}}{\eta_{i+1}} - (a_{12})_{i-1/2,j} \frac{\omega_{i,j} - \omega_{i,j-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\
 & + \left[ (a_{22})_{i,j+1/2} \frac{\omega_{i,j+1} - \omega_{i,j}}{\eta_{i+1}} - (a_{22})_{i,j-1/2} \frac{\omega_{i,j} - \omega_{i,j-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\eta} + \\
 & + \frac{\alpha_{i+1,j} - \alpha_{i-1,j}}{2\xi} \times \frac{H_{i,j+1} - H_{i,j-1}}{2\eta} - \frac{\alpha_{i,j+1} - \alpha_{i,j-1}}{2\eta} \times \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\xi} + \\
 & + \frac{\alpha_{i+1,j} - \alpha_{i-1,j}}{2\xi} \cdot \frac{H_{i,j+1} - H_{i,j-1}}{2\eta} - \frac{\alpha_{i,j+1} - \alpha_{i,j-1}}{2\eta} \cdot \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\xi} + \\
 & + \frac{\beta_{i+1,j} - \beta_{i-1,j}}{2\xi} \cdot \frac{\rho_{i+1,j} - \rho_{i-1,j}}{2\eta} - \frac{\beta_{i,j+1} - \beta_{i,j-1}}{2\eta} \cdot \frac{\rho_{i,j+1} - \rho_{i,j-1}}{2\xi} + \\
 & + \frac{(\gamma_2)_{i+1,j} - (\gamma_2)_{i-1,j}}{2\xi} - \frac{(\gamma_1)_{i,j-1} - (\gamma_1)_{i,j+1}}{2\eta}
 \end{aligned} \tag{A. 1}$$

Де

$$\nu^1 = \frac{\partial \psi}{\partial x^2}; \quad \nu^2 = \frac{\partial \psi}{\partial x^1}; \quad W = \frac{\omega_3}{g_{33}};$$

$$a_{11} = \frac{g^{11} \sqrt{g}}{g^{33}} = \frac{g_{22}}{\sqrt{g}}; \quad a_{12} = -\frac{g_{12}}{\sqrt{g}}; \quad a_{22} = \frac{g_{11}}{\sqrt{g}}$$

$$\alpha = \frac{\rho(\nu_3)^2}{g_{33}}; \quad \beta = \frac{1}{2} \left[ (\nu_1)^2 g_{11} + (\nu_2)^2 g_{22} + 2\nu_1 \nu_2 g_{12} \right]$$

$$\gamma_1 = \rho F_1; \quad \gamma_2 = \rho F_2; \quad \xi = 0.5(x_{i+1}^1 + x_{i-1}^1); \quad \xi_{i+1} = (x_{i+1}^1 - x_i^1);$$

$$\xi_i = (x_i^1 - x_{i-1}^1); \quad \eta = 0.5(x_{j+1}^2 - x_{j-1}^2); \quad \eta_{i+1} = (x_{j+1}^2 - x_j^2);$$

$$\eta_i = (x_i^2 - x_{j-1}^2);$$

## A.2 Рівняння визначення функції току

Рівняння для функції току апроксимується кінцево-різницевиими аналогами які використовуються для рішення явної схеми:

$$\begin{aligned} & \left[ (a_{11})_{i+1/2,j} \frac{\psi_{i+1,j} - \psi_{i,j}}{\xi_{i+1}} - (a_{11})_{i-1/2,j} \frac{\psi_{i,j} - \psi_{i-1,j}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\ & + \left[ (a_{12})_{i,j+1/2} \frac{\psi_{i+1,j} - \psi_{i,j}}{\xi_{i+1}} - (a_{12})_{i,j-1/2} \frac{\psi_{i,j} - \psi_{i-1,j}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\eta} + \\ & + \left[ (a_{12})_{i+1/2,j} \frac{\psi_{i,j+1} - \psi_{i,j}}{\eta_{i+1}} - (a_{12})_{i-1/2,j} \frac{\psi_{i,j} - \psi_{i,j-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\ & + \left[ (a_{22})_{i,j+1/2} \frac{\psi_{i,j+1} - \psi_{i,j}}{\eta_{i+1}} - (a_{22})_{i,j-1/2} \frac{\psi_{i,j} - \psi_{i,j-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\eta} + \\ & + \frac{\omega_{i,j}}{H_3} = 0, \end{aligned} \quad (\text{A. 2})$$

де

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{g^{11} \sqrt{g}}{g^{33}} = \frac{g_{22}}{\sqrt{g}}; \quad a_{12} = -\frac{g_{12}}{\sqrt{g}}; \quad a_{22} = \frac{g_{11}}{\sqrt{g}} \\ \xi &= 0.5(x_{i+1}^1 + x_{i-1}^1); \quad \xi_{i+1} = (x_{i+1}^1 - x_i^1); \\ \xi_i &= (x_i^1 - x_{i-1}^1); \quad \eta = 0.5(x_{j+1}^2 - x_{j-1}^2); \quad \eta_{i+1} = (x_{j+1}^2 - x_j^2); \\ \eta_i &= (x_i^2 - x_{j-1}^2); \quad \eta_i = (x_i^2 - x_{j-1}^2); \end{aligned}$$

## A.3 Рівняння визначення швидкості $V_3$

Рівняння для визначення швидкості по  $U_3$  має вигляд:

$$\begin{aligned} & \left( v_{i+1/2,j}^{1+} (V_3)_{i,j} + v_{i+1/2,j}^{1-} (V_3)_{i+1,j} - v_{i-1/2,j}^{1+} (V_3)_{i-1,j} - v_{i-1/2,j}^{1-} (V_3)_{i,j} \right) \frac{1}{\xi} + \\ & + \left( v_{i,j+1/2}^{2+} (V_3)_{i,j} + v_{i,j+1/2}^{2-} (V_3)_{i,j+1} - v_{i,j-1/2}^{2+} (V_3)_{i,j-1} - v_{i,j-1/2}^{2-} (V_3)_{i,j} \right) \frac{1}{\eta} + \\ & = \left[ (a_{11})_{i+1/2,j} \frac{(\tilde{v}_3)_{i+1,j} - (\tilde{v}_3)_{i,j}}{\xi_{i+1}} - (a_{11})_{i-1/2,j} \frac{(\tilde{v}_3)_{i,j} - (\tilde{v}_3)_{i-1,j}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\xi} + \end{aligned} \quad (\text{A. 3})$$

$$\begin{aligned}
& + \left[ (a_{12})_{i,j+1/2} \frac{(\tilde{v}_3)_{i+1,j} - (\tilde{v}_3)_{i,j}}{\xi_{i+1}} - (a_{12})_{i,j-1/2} \frac{(\tilde{v}_3)_{i,j} - (\tilde{v}_3)_{i-1,j}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\eta} + \\
& + \left[ (a_{12})_{i+1/2,j} \frac{(\tilde{v}_3)_{i,j+1} - (\tilde{v}_3)_{i,j}}{\eta_{i+1}} - (a_{12})_{i-1/2,j} \frac{(\tilde{v}_3)_{i,j} - (\tilde{v}_3)_{i,j-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\
& + \left[ (a_{22})_{i,j+1/2} \frac{(\tilde{v}_3)_{i,j+1} - (\tilde{v}_3)_{i,j}}{\eta_{i+1}} - (a_{22})_{i,j-1/2} \frac{(\tilde{v}_3)_{i,j} - (\tilde{v}_3)_{i,j-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\eta}
\end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned}
v^1 &= \frac{\partial \psi}{\partial x^2}; v^2 = \frac{\partial \psi}{\partial x^1}; \tilde{v}_3 = \frac{v_3}{H_3}; \\
a_{11} &= \frac{g^{11} \sqrt{g}}{g^{33}} = \frac{g_{22}}{\sqrt{g}}; \quad a_{12} = -\frac{g_{12}}{\sqrt{g}}; \quad a_{22} = \frac{g_{11}}{\sqrt{g}} \\
\xi &= 0.5(x_{i+1}^1 + x_{i-1}^1); \quad \xi_{i+1} = (x_{i+1}^1 - x_i^1); \\
\xi_i &= (x_i^1 - x_{i-1}^1); \quad \eta = 0.5(x_{j+1}^2 - x_{j-1}^2); \quad \eta_{i+1} = (x_{j+1}^2 - x_j^2); \\
\eta_i &= (x_i^2 - x_{j-1}^2).
\end{aligned}$$

#### А.4 Рівняння енергії

Рівняння енергії апроксимується кінцево-різницевиими аналогами для рішення явної схеми:

$$\begin{aligned}
& \sqrt{g} \frac{T_{i,j,k}^{n+1} - T_{i,j,k}^n}{\Delta \tau} + \left( v_{i+1/2,j,k}^{1+} T_{i,j,k} + v_{i+1/2,j,k}^{1-} T_{i+1,j,k} - v_{i-1/2,j,k}^{1+} T_{i-1,j,k} - v_{i-1/2,j,k}^{1-} T_{i,j,k} \right) \frac{1}{\xi} + \quad (\text{A. 4}) \\
& + \left( v_{i,j+1/2,k}^{2+} T_{i,j,k} + v_{i,j+1/2,k}^{2-} T_{i,j+1,k} - v_{i,j-1/2,k}^{2+} T_{i,j-1,k} - v_{i,j-1/2,k}^{2-} T_{i,j,k} \right) \frac{1}{\eta} + \\
& + \left( v_{i,j,k+1/2}^{3+} T_{i,j,k} + v_{i,j,k+1/2}^{3-} T_{i,j,k+1} - v_{i,j,k-1/2}^{3+} T_{i,j-1,k} - v_{i,j,k-1/2}^{3-} T_{i,j,k} \right) \frac{1}{\zeta} = \\
& = \left[ (a_{11})_{i+1/2,j,k} \frac{T_{i+1,j,k} - T_{i,j,k}}{\xi_{i+1}} - (a_{11})_{i-1/2,j,k} \frac{T_{i,j,k} - T_{i-1,j,k}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\
& + \left[ (a_{12})_{i,j+1/2,k} \frac{T_{i+1,j,k} - T_{i,j,k}}{\xi_{i+1}} - (a_{12})_{i,j-1/2,k} \frac{T_{i,j,k} - T_{i-1,j,k}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\eta} + \\
& + \left[ (a_{13})_{i,j,k+1/2} \frac{T_{i+1,j,k} - T_{i,j,k}}{\xi_{i+1}} - (a_{13})_{i,j-1/2,k} \frac{T_{i,j,k} - T_{i-1,j,k}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\zeta} + \\
& + \left[ (a_{12})_{i+1/2,j,k} \frac{T_{i,j+1,k} - T_{i,j,k}}{\eta_{i+1}} - (a_{12})_{i-1/2,j,k} \frac{T_{i,j,k} - T_{i,j-1,k}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\
& + \left[ (a_{22})_{i,j+1/2,k} \frac{T_{i,j+1,k} - T_{i,j,k}}{\eta_{i+1}} - (a_{22})_{i,j-1/2,k} \frac{T_{i,j,k} - T_{i,j-1,k}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\eta} +
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \left[ (a_{23})_{i,j,k+1/2} \frac{T_{i,j,k+1} - T_{i,j,k}}{\eta_{i+1}} - (a_{23})_{i,j,k-1/2} \frac{T_{i,j,k} - T_{i,j,k-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\
& + \left[ (a_{31})_{i+1/2,j,k} \frac{T_{i,j,k+1} - T_{i,j,k}}{\zeta_{i+1}} - (a_{31})_{i-1/2,j,k} \frac{T_{i,j,k} - T_{i,j,k-1}}{\zeta_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\
& + \left[ (a_{32})_{i,j+1/2,k} \frac{T_{i,j,k+1} - T_{i,j,k}}{\zeta_{i+1}} - (a_{32})_{i,j-1/2,k} \frac{T_{i,j,k} - T_{i,j,k-1}}{\zeta_i} \right] \frac{1}{\eta} + \\
& + \left[ (a_{33})_{i,j,k+1/2} \frac{T_{i,j,k+1} - T_{i,j,k}}{\zeta_{i+1}} - (a_{33})_{i,j,k-1/2} \frac{T_{i,j,k} - T_{i,j,k-1}}{\zeta_i} \right] \frac{1}{\zeta}
\end{aligned}$$

де:

$$\begin{aligned}
v^1 &= \frac{\partial \psi}{\partial x^2}; v^2 = \frac{\partial \psi}{\partial x^1}; \\
a_{11} &= g^{11} \sqrt{g}; a_{12} = g^{12} \sqrt{g}; a_{13} = g^{13} \sqrt{g}; \\
a_{23} &= g^{23} \sqrt{g}; a_{22} = g^{22} \sqrt{g}; a_{33} = g^{33} \sqrt{g}; \\
\xi &= 0.5(x_{i+1}^1 + x_{i-1}^1); \xi_{i+1} = (x_{i+1}^1 - x_i^1); \xi_i = (x_i^1 - x_{i-1}^1); \\
\eta &= 0.5(x_{j+1}^2 - x_{j-1}^2); \eta_{i+1} = (x_{j+1}^2 - x_j^2); \eta_i = (x_i^2 - x_{j-1}^2); \\
\zeta &= 0.5(x_{k+1}^3 - x_{k-1}^3); \zeta_{k+1} = (x_{k+1}^3 - x_k^3); \zeta_i = (x_k^3 - x_{k-1}^3)
\end{aligned}$$

Враховуючи, що

$$g_{sm} g^{mr} = g^{rm} g_{sm} = \delta_s^r;$$

отримаємо:

$$\begin{aligned}
g^{11} &= 1/g_{11}; g^{12} = 1/g_{12}; g^{13} = 1/g_{13}; g^{23} = 1/g_{23}; g^{22} = 1/g_{22}; g^{33} = 1/g_{33}; \\
g_{11} &= |\vec{\ell}_1|^2; g_{22} = |\vec{\ell}_2|^2; g_{33} = |\vec{\ell}_3|^2; \\
g_{12} &= |\vec{\ell}_1|^2 * |\vec{\ell}_2|^2 * \cos(\vec{\ell}_1 \vec{\ell}_2); g_{13} = |\vec{\ell}_1|^2 * |\vec{\ell}_3|^2 * \cos(\vec{\ell}_1 \vec{\ell}_3); g_{23} = |\vec{\ell}_2|^2 * |\vec{\ell}_3|^2 * \cos(\vec{\ell}_2 \vec{\ell}_3); \\
\sqrt{g} &= \sqrt{g_{33} [g_{11} g_{22} - (g_{12})^2]}
\end{aligned}$$

Для рішення пласкої або вісесиметричної задачі рівняння буде мати вигляд:

$$\begin{aligned}
& \frac{T_{i,j}^{k+1} - T_{i,j}^k}{\Delta \tau} + \left( v_{i+1/2,j}^{1+} T_{i,j} + v_{i+1/2,j}^{1-} T_{i+1,j} - v_{i-1/2,j}^{1+} T_{i-1,j} - v_{i-1/2,j}^{1-} T_{i,j} \right) \frac{1}{\xi} + \\
& + \left( v_{i,j+1/2}^{2+} T_{i,j} + v_{i,j+1/2}^{2-} T_{i,j+1} - v_{i,j-1/2}^{2+} T_{i,j-1} - v_{i,j-1/2}^{2-} T_{i,j} \right) \frac{1}{\eta} = \\
& = \left[ (a_{11})_{i+1/2,j} \frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\xi_{i+1}} - (a_{11})_{i-1/2,j} \frac{T_{i,j} - T_{i-1,j}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\xi} +
\end{aligned} \tag{A. 5}$$

$$\begin{aligned}
& + \left[ (a_{12})_{i,j+1/2} \frac{T_{i+1,j} - T_{i,j}}{\xi_{i+1}} - (a_{12})_{i,j-1/2} \frac{T_{i,j} - T_{i-1,j}}{\xi_i} \right] \frac{1}{\eta} + \\
& + \left[ (a_{12})_{i+1/2,j} \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\eta_{i+1}} - (a_{12})_{i-1/2,j} \frac{T_{i,j} - T_{i,j-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\xi} + \\
& + \left[ (a_{22})_{i,j+1/2} \frac{T_{i,j+1} - T_{i,j}}{\eta_{i+1}} - (a_{22})_{i,j-1/2} \frac{T_{i,j} - T_{i,j-1}}{\eta_i} \right] \frac{1}{\eta} \\
& \quad v^1 = \frac{\partial \psi}{\partial x^2}; \quad v^2 = \frac{\partial \psi}{\partial x^1}; \\
& \quad a_{11} = \frac{g^{11} \sqrt{g}}{g^{33}} = \frac{g_{22}}{\sqrt{g}}; \quad a_{12} = -\frac{g_{12}}{\sqrt{g}}; \quad a_{22} = \frac{g_{11}}{\sqrt{g}} \\
& \quad \xi = 0.5(x_{i+1}^1 + x_{i-1}^1); \quad \xi_{i+1} = (x_{i+1}^1 - x_i^1); \\
& \quad \xi_i = (x_i^1 - x_{i-1}^1); \quad \eta = 0.5(x_{j+1}^2 - x_{j-1}^2); \quad \eta_{i+1} = (x_{j+1}^2 - x_j^2); \\
& \quad \eta_i = (x_i^2 - x_{j-1}^2);
\end{aligned}$$

## A.5 Рівняння визначення тиску

Формула тиску для нестисливої рідини має вигляд:

$$\Delta^2 p = \Delta \cdot (\rho \vec{v} \times \vec{\Omega}) - \Delta \left[ \rho \Delta \left( \frac{\vec{v}^2}{2} \right) \right] + \Delta (\rho \vec{F}), \quad (\text{A. 6})$$

Перший член лівої частини рівняння

$$\begin{aligned}
\Delta^2 p &= g^{11} \frac{\partial^2 p}{(\partial x^1)^2} + g^{22} \frac{\partial^2 p}{(\partial x^2)^2} + g^{33} \frac{\partial^2 p}{(\partial x^3)^2} + 2g^{12} \frac{\partial^2 p}{\partial x^1 \partial x^2} + 2g^{13} \frac{\partial^2 p}{\partial x^1 \partial x^3} + 2g^{23} \frac{\partial^2 p}{\partial x^2 \partial x^3} = \\
&= g^{11}_{i,j,k} (FP - 2FZ + FL) + g^{22}_{i,j,k} (FV - 2FZ + FP) + g^{33}_{i,j,k} (FD - 2FZ - FB) + \\
&\quad + 0.5 * g^{12}_{i,j,k} [(FPV - FPN) - (FLV - FLN)] + \\
&\quad + 0.5 * g^{13}_{i,j,k} [(FPD - FPB) - (FLD - FLB)] + \\
&\quad + 0.5 * g^{23}_{i,j,k} [(FVD - FND) - (FVB - FNB)];
\end{aligned} \quad (\text{A. 7})$$

Перший член правої частини рівняння

$$\begin{aligned}
\Delta \cdot (\rho \vec{v} \times \vec{\Omega}) &= \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} (\sqrt{g} \alpha^m) = \frac{\partial}{\partial x^1} (\sqrt{g} \alpha^1) + \frac{\partial}{\partial x^2} (\sqrt{g} \alpha^2) + \frac{\partial}{\partial x^3} (\sqrt{g} \alpha^3) \\
\alpha^1 &= \rho \sqrt{g} (V^2 \Omega^3 - V^3 \Omega^2); \quad \alpha^2 = \rho \sqrt{g} (V^3 \Omega^1 - V^1 \Omega^3); \quad \alpha^3 = \rho \sqrt{g} (V^1 \Omega^2 - V^2 \Omega^1)
\end{aligned} \quad (\text{A. 8})$$

$$\begin{aligned}
\Omega^1 &= \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial V_3}{\partial x^2} - \frac{\partial V_2}{\partial x^3} \right); \quad \Omega^2 = \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial V_1}{\partial x^3} - \frac{\partial V_3}{\partial x^1} \right); \quad \Omega^3 = \frac{1}{\sqrt{g}} \left( \frac{\partial V_2}{\partial x^1} - \frac{\partial V_1}{\partial x^2} \right); \\
\frac{\partial}{\partial x^1} (\sqrt{g} \alpha^1) &= \frac{\partial}{\partial x^1} \left[ \sqrt{g} \rho V^2 \left( \frac{\partial V_2}{\partial x^1} - \frac{\partial V_1}{\partial x^2} \right) - \sqrt{g} \rho V^3 \left( \frac{\partial V_1}{\partial x^3} - \frac{\partial V_3}{\partial x^1} \right) \right] =
\end{aligned} \quad (\text{A. 9})$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{\partial(\sqrt{g}\rho V^2)}{\partial x^1} * \left( \frac{\partial V_2}{\partial x^1} - \frac{\partial V_1}{\partial x^2} \right) + \sqrt{g}\rho V^2 * \left( \frac{\partial^2 V_2}{(\partial x^1)^2} - \frac{\partial^2 V_1}{\partial x^1 \partial x^2} \right) - \\
&\quad - \left[ \frac{\partial(\sqrt{g}\rho V^3)}{\partial x^1} * \left( \frac{\partial V_1}{\partial x^3} - \frac{\partial V_3}{\partial x^1} \right) + \sqrt{g}\rho V^3 * \left( \frac{\partial^2 V_1}{\partial x^1 \partial x^3} - \frac{\partial^2 V_3}{(\partial x^1)^2} \right) \right] \\
\frac{\partial}{\partial x^2}(\sqrt{g}\alpha^2) &= \frac{\partial}{\partial x^2} \left[ \sqrt{g}\rho V^3 \left( \frac{\partial V_3}{\partial x^2} - \frac{\partial V_2}{\partial x^3} \right) - \sqrt{g}\rho V^1 \left( \frac{\partial V_2}{\partial x^1} - \frac{\partial V_1}{\partial x^2} \right) \right] = \\
&= \frac{\partial(\sqrt{g}\rho V^3)}{\partial x^2} * \left( \frac{\partial V_3}{\partial x^2} - \frac{\partial V_2}{\partial x^3} \right) + \sqrt{g}\rho V^3 * \left( \frac{\partial^2 V_3}{(\partial x^2)^2} - \frac{\partial^2 V_2}{\partial x^2 \partial x^3} \right) - \\
&\quad - \left[ \frac{\partial(\sqrt{g}\rho V^1)}{\partial x^2} * \left( \frac{\partial V_2}{\partial x^1} - \frac{\partial V_1}{\partial x^2} \right) + \sqrt{g}\rho V^1 * \left( \frac{\partial^2 V_2}{\partial x^1 \partial x^2} - \frac{\partial^2 V_1}{(\partial x^2)^2} \right) \right]
\end{aligned} \tag{A. 10}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial x^3}(\sqrt{g}\alpha^3) &= \frac{\partial}{\partial x^3} \left[ \sqrt{g}\rho V^1 \left( \frac{\partial V_1}{\partial x^3} - \frac{\partial V_3}{\partial x^1} \right) - \sqrt{g}\rho V^2 \left( \frac{\partial V_3}{\partial x^2} - \frac{\partial V_2}{\partial x^3} \right) \right] = \\
&= \frac{\partial(\sqrt{g}\rho V^1)}{\partial x^3} * \left( \frac{\partial V_1}{\partial x^3} - \frac{\partial V_3}{\partial x^1} \right) + \sqrt{g}\rho V^1 * \left( \frac{\partial^2 V_1}{(\partial x^3)^2} - \frac{\partial^2 V_3}{\partial x^1 \partial x^3} \right) - \\
&\quad - \left[ \frac{\partial(\sqrt{g}\rho V^2)}{\partial x^3} * \left( \frac{\partial V_3}{\partial x^2} - \frac{\partial V_2}{\partial x^3} \right) + \sqrt{g}\rho V^2 * \left( \frac{\partial^2 V_3}{\partial x^2 \partial x^3} - \frac{\partial^2 V_2}{(\partial x^3)^2} \right) \right]
\end{aligned} \tag{A. 11}$$

Другий член правої частини рівняння

$$\begin{aligned}
\Delta \cdot \left[ \rho \Delta \left( \frac{\vec{V}^2}{2} \right) \right] &= \frac{1}{2\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( \rho g^{mn} \sqrt{g} \frac{\partial(V^i V_i)}{\partial x^n} \right) = \\
&= \frac{1}{2\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left[ \rho g^{mn} \sqrt{g} \left( V^i \frac{\partial V_i}{\partial x^n} + V_i \frac{\partial V^i}{\partial x^n} \right) \right] = \\
&= \frac{\rho}{2\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial x^m} \left( g^{mn} \sqrt{g} V^i \frac{\partial V_i}{\partial x^n} + g^{mn} \sqrt{g} V_i \frac{\partial V^i}{\partial x^n} \right) = \\
&= \frac{\rho}{2\sqrt{g}} \left( \frac{\partial(g^{mn} \sqrt{g} V^i)}{\partial x^m} \frac{\partial V_i}{\partial x^n} + g^{mn} \sqrt{g} V^i \frac{\partial^2 V_i}{\partial x^m \partial x^n} + \frac{\partial(g^{mn} \sqrt{g} V_i)}{\partial x^m} \frac{\partial V^i}{\partial x^n} + g^{mn} \sqrt{g} V_i \frac{\partial^2 V^i}{\partial x^m \partial x^n} \right) = \\
&= \frac{\rho}{2\sqrt{g}} \left( \frac{\partial(g^{mn} \sqrt{g} V^i)}{\partial x^m} \frac{\partial V_i}{\partial x^n} + g^{mn} \sqrt{g} \left[ V^i \frac{\partial^2 V_i}{\partial x^m \partial x^n} + V_i \frac{\partial^2 V^i}{\partial x^m \partial x^n} \right] + \frac{\partial(g^{mn} \sqrt{g} V_i)}{\partial x^m} \frac{\partial V^i}{\partial x^n} \right)
\end{aligned} \tag{A. 12}$$

## ДОДАТОК Б

### СИЛА ОПОРУ ТА КІНЦЕВО-РІЗНИЦЕВА АПРОКСИМАЦІЯ

#### Б.1 Корегування сили опору середовища FD.

Для опису динамічної поведінки частинок розглянемо їхній рух у рідині. Так як частинки рухаються зі швидкістю  $u_i$ , де рідина діє на частинки силою опору, що рівна  $F_D$ . Для того, щоб порахувати  $F_D$ , потрібно розв'язати рівняння руху рідини, визначити швидкість і поле опору навколо частинки.

Швидкість і тиск у нестисливій Ньютонівській рідині описується рівнянням нерозривності

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (\text{Б.1})$$

і рівняннями Нав'є - Стокса

$$\rho \left( \frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_x}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial z^2} \right) + \rho g_x \quad (\text{Б.2})$$

де  $u = (u_x, u_y, u_z)$  - поле швидкості,  $p(x, y, z)$  - поле тиску,  $\mu$  - в'язкість рідини,  $g_x$  - компонента сили гравітації в напрямку осі  $x$ .

Для простоти будемо вважати, що  $g_x = 0$ . Компоненти  $y$  і  $z$  рівнянь Нав'є - Стокса подібні в (Б.1).

Для переводу рівнянь в безрозмірну систему вводяться характеристична швидкість  $u_0$ , характеристична довжини  $L$  і визначаються наступні величини

$$U_x = \frac{u_x}{u_0}, U_y = \frac{u_y}{u_0}, U_z = \frac{u_z}{u_0}, \xi_x = \frac{x}{L}, \xi_y = \frac{y}{L}, \xi_z = \frac{z}{L} \quad (\text{Б.3})$$

а також безрозмірний час і тиск

$$\tau = \frac{tu_0}{L} \quad \text{і} \quad \varphi = \frac{pL}{\rho u_0^2} \quad (\text{Б.4})$$

Після цього рівняння (Б.1) і (Б.2) можуть бути переписані, у такий спосіб

$$\frac{\partial U_x}{\partial \xi_x} + \frac{\partial U_y}{\partial \xi_y} + \frac{\partial U_z}{\partial \xi_z} = 0 \quad (\text{Б.5})$$

$$\frac{\partial U_x}{\partial \tau} + U_x \frac{\partial U_x}{\partial \xi_x} + U_y \frac{\partial U_y}{\partial \xi_x} + U_z \frac{\partial U_z}{\partial \xi_x} = -\frac{\partial \varphi}{\partial \xi_x} + \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 U_x}{\partial \xi_x^2} + \frac{\partial^2 U_y}{\partial \xi_x^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial \xi_x^2} \right) + \rho g_x \quad (\text{Б.6})$$

де  $Re$  число Рейнольдса.

Для потоку навколо частинки зануреної в рідину, характеристична довжина  $L$  є діаметр частинки  $D_p$ , а  $u_\infty$  швидкість рідини, спрямованої проти швидкості руху тіла. Отже

$$\text{Re} = \frac{\rho u_\infty D_p}{\mu} = \frac{u_\infty D_p}{\nu} \quad (\text{Б.7})$$

де  $\nu$  - кінематична в'язкість.

Коли сили швидкості перевищують сили інерції,  $\text{Re} \ll 1$ , і тип руху відповідає невеликому числу Рейнольда то рівняння Нав'є - Стокса може бути спрощено, тому що можна зневажити лівою частиною рівняння (Б.6), щоб досягти стійкого стану

$$\frac{\partial \varphi}{\partial \xi_x} = \frac{1}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 U_x}{\partial \xi_x^2} + \frac{\partial^2 U_y}{\partial \xi_x^2} + \frac{\partial^2 U_z}{\partial \xi_x^2} \right) \quad (\text{Б.8})$$

Рішення (Б.5) і (Б.8) досягається розподілом швидкості і тиску навколо сфери. Використовуючи систему сферичних координат, поле навколо частинки задається по формулі

$$p = p_0 - \frac{3}{2} \frac{\mu u_\infty R_p}{r^2} \cos \theta \quad (\text{Б.9})$$

де  $R_p$  - радіус частинки,  $p_0$  - тиск на площину  $z = 0$  далеко від сфери,  $u_\infty$  - наближена швидкість далеко від сфери.

На рис. Б.1 показано, що в кожній точці  $P$  на поверхні сфери діють сили тиску і тертя. Проекція точок на площину  $xy$  показана як  $A(x,y)$ . Щоб отримати нормальну силу на сфері, потрібно проінтегрувати компоненту тиску, що діє перпендикулярно поверхні. Тоді нормальна сила знаходиться по формулі

$$F_n = 2\pi \mu R_p u_\infty. \quad (\text{Б.10})$$



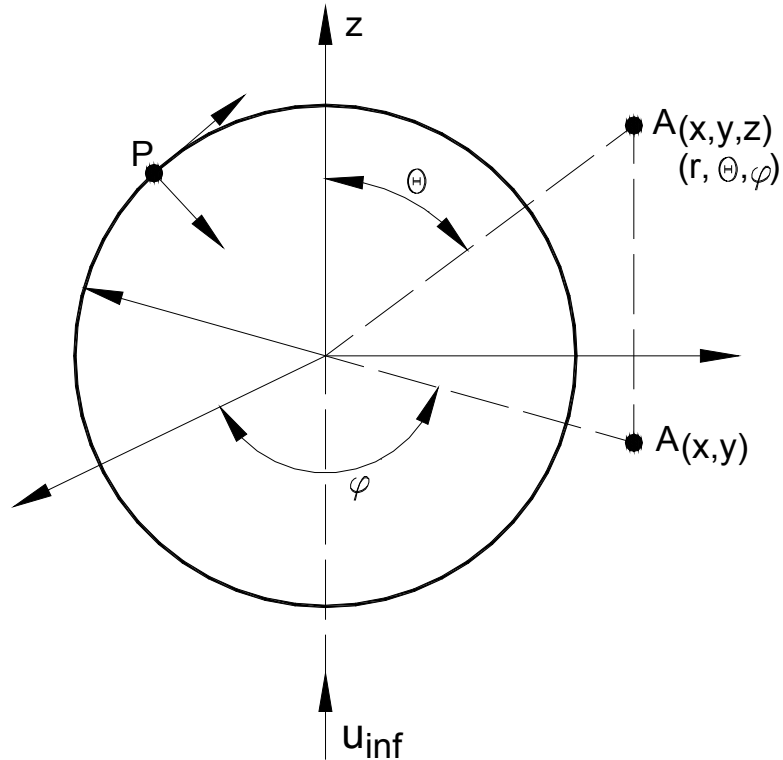


Рисунок Б.1 – Координатна система використовувана при описі руху рідини

Підрахунок тангенціальної сили вимагає підрахунку тиску зрушення  $\tau_{r\theta}$  і після його інтегрування над площиною частинки, знаходимо тангенціальну силу  $F_t$

$$F_t = 4\pi\mu R_p u_\infty \quad (\text{Б.11})$$

Обидві сили діють у напрямку осі x і сила опору середовища  $F_D$  буде

$$F_D = F_n + F_t = 6\pi\mu R_p u_\infty \quad (\text{Б.12})$$

Ця рівність відома як закон Стокса.

Однак у даному випадку закон Стокса отриманий для  $Re \ll 1$ , і ліва частина рівняння руху не враховувалась. Якщо  $Re = 1$ , то погрішність закону Стокса складає 13%. Тому сила опору звичайно виражається через емпіричний коефіцієнт опору  $C_D$

$$F_D = \frac{1}{2} C_D A_p \rho u_\infty^2 \quad (\text{Б.13})$$

де  $A_p$  - розрахункова область тіла в потоці по нормалі. Таким чином, для сферичної частинки з діаметром  $D_p$  будемо мати [15,23,34]

$$F_D = \frac{1}{8} \pi C_D \rho D_p^2 u_\infty^2 \quad (\text{Б.14})$$

де коефіцієнт опору  $C_D$  функція від  $Re$ :

$$C_D = \frac{24}{Re} \quad Re < 0.1 \quad (Б.15)$$

$$C_D = \frac{24}{Re} \left( 1 + \frac{3}{16} Re + \frac{9}{160} Re^2 \ln(2 Re) \right) \quad 0.1 < Re < 2 \quad (Б.16)$$

$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}) \quad 2 < Re < 500 \quad (Б.17)$$

$$C_D = 0.44 \quad 500 < Re < 2 \cdot 10^5 \quad (Б.18)$$

При цьому, якщо частинка не круглої форми, то для перебування  $C_D$  використовують поправочний коефіцієнт  $y$  ( $C_D = C_D * y$ )

Форма частинки	$y$
Кульова	1
Нерівна округла	2.4
Довгаста	3
Пластинчаста	5
Змішана	2.9

При використанні чисельного моделювання процесу розподілу частинок одним з головних параметрів є поступова зміна функції опору середовища. Це пов'язано з тим що в потоці знаходяться частки різного розміру (в даному випадку від 0.001 до 5.0 мм) и на них діє дисперсійне середовище з різною швидкістю – від 0 до 10 м/с. Таким чином значення  $Re$  буде змінюватись в дуже широкому діапазоні – від 0 до  $2.0E^5$ . Тому має сенс проаналізувати отриманий в формулах (Б.14) – (Б.18) результат.

Після підстановки чисельних значень для моделювання руху частинок в потоці були отримані результати приведені на рис. Б.3 – Б.5.

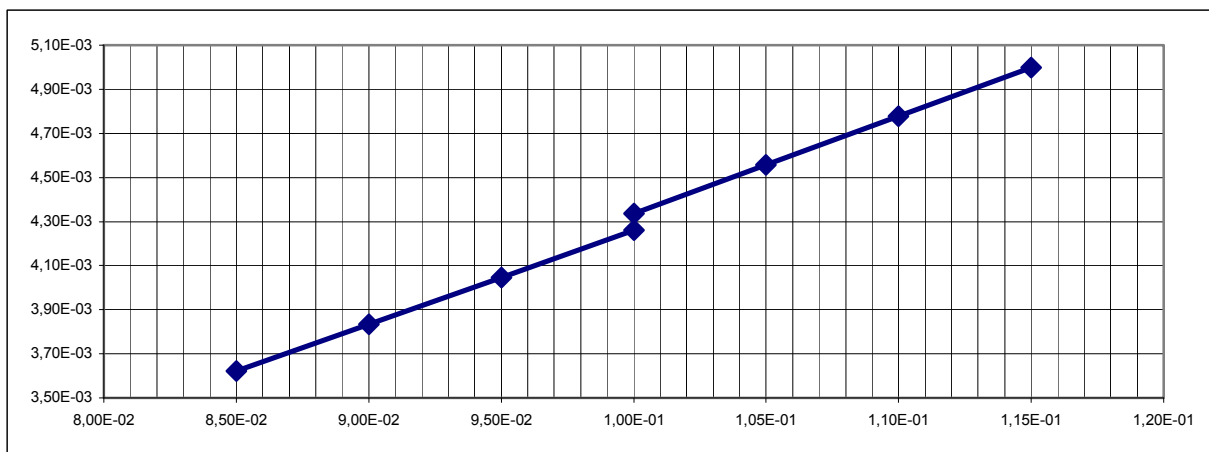


Рисунок Б.3 – Значення функції  $F_D$  при  $Re \leq 0.1$

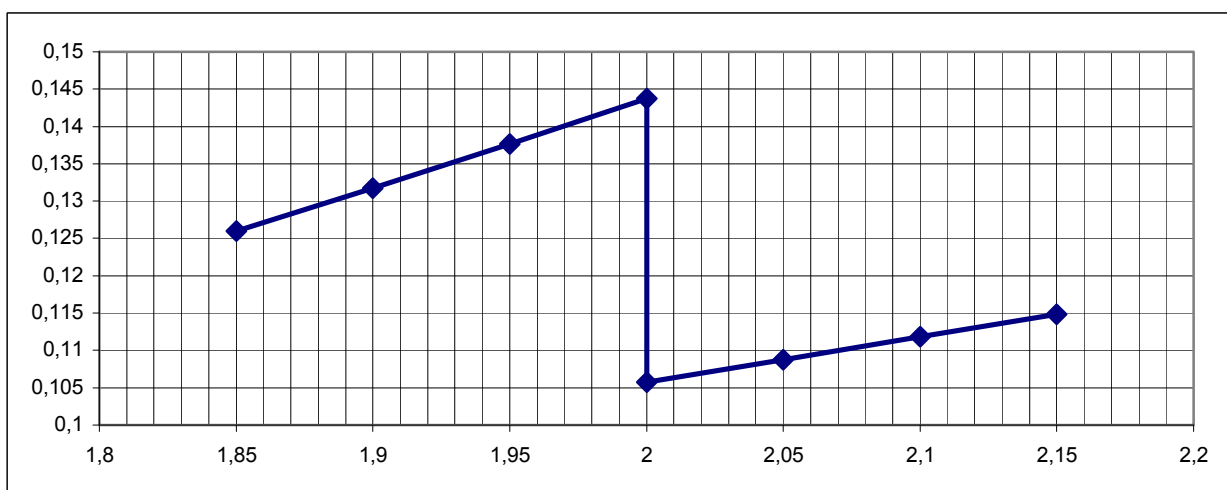


Рисунок Б.4 – Значення функції  $F_D$  при  $Re \leq 2.0$

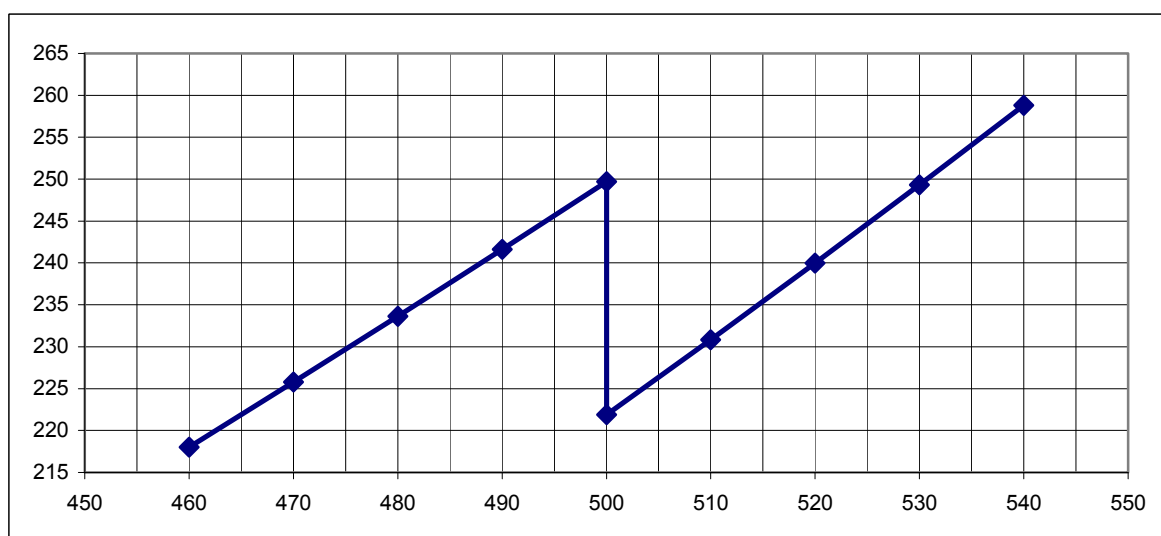


Рисунок Б.5 – Значення функції  $F_D$  при  $Re \leq 500.0$

Як видно з графіків отримані данні потребують корегування, так як на графіках спостерігається скачок в перехідних ділянках. Після аналізу даних в формули (Б.15)–(Б.18) були введені коригуючі коефіцієнти та змінені проміжки участків.

$$C_D = \frac{24}{Re} * 1.24 \quad Re < 2 \quad (Б.19)$$

$$C_D = \frac{24}{Re} (1 + 0.15 Re^{0.687}) \quad 2 < Re < 505 \quad (Б.20)$$

$$C_D = 0.44 * 1.27 \quad 505 < Re < 2 \cdot 10^5 \quad (Б.21)$$

Таку зміну можливо трактувати як аналіз частинок що мають не ідеальну кулясту форму. Результати тестування сили опору середовища  $F_D$  приведені на рис. Б.6 – Б.8.

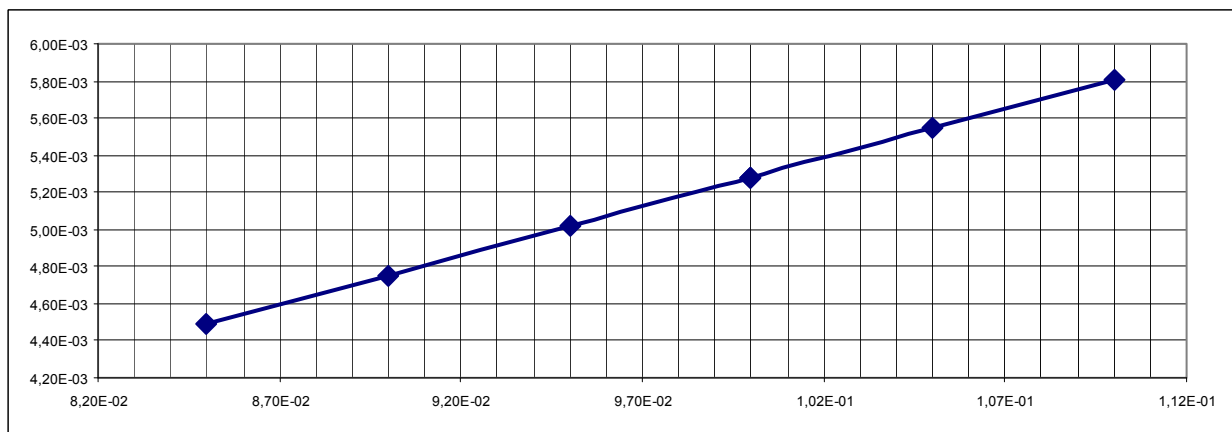


Рисунок Б.6 – Значення функції  $F_D$  при  $Re \leq 0.1$  після корегування

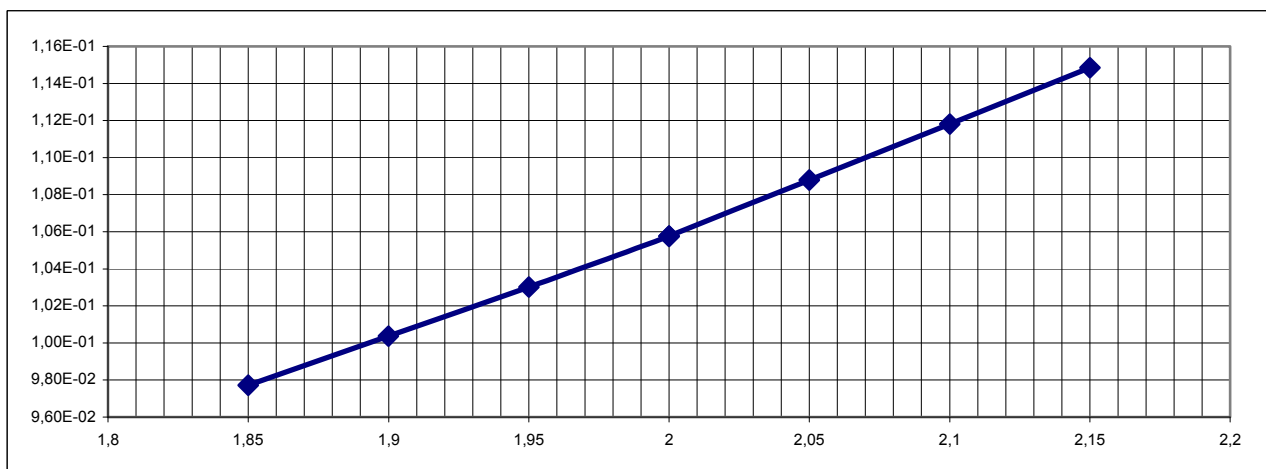


Рисунок Б.7 – Значення функції  $F_D$  при  $Re \leq 2.0$  після корегування

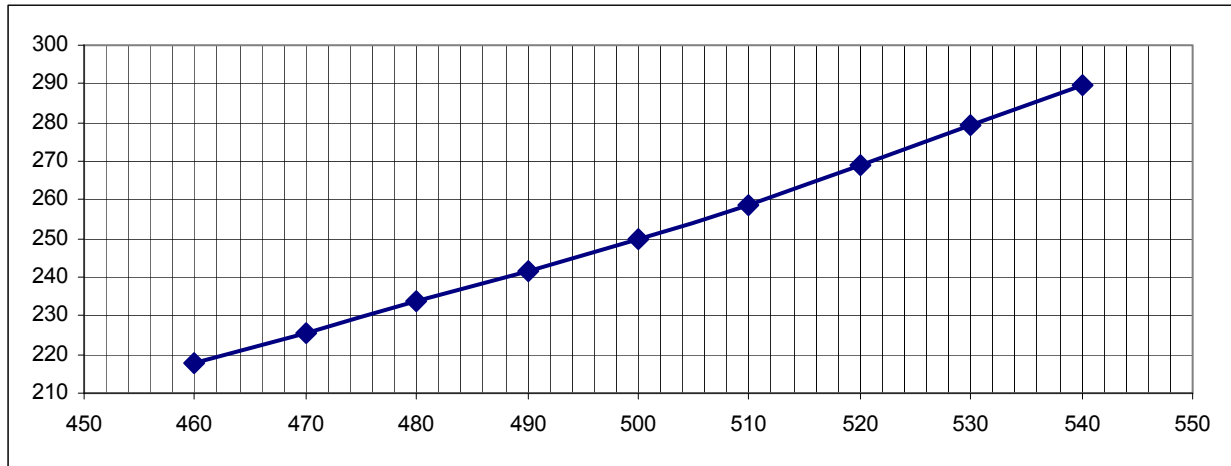


Рисунок Б.8 – Значення функції  $F_D$  при  $Re \leq 500.0$  після корегування

Як видно з рисунків введені значення не мають локальних екстремумів в місцях переходу з ламінарного в перехідний та турбулентний реєс. Таким чином моделювання руху частинок в потоці можливе при використанні формул (Б.19) – (Б.21) для визначення сили опору середовища  $F_D$ .

## Б.2 Кінцево-різницева апроксимація

При побудові різничної схеми використовуються вузлові точки приведені на рис. Б.1.

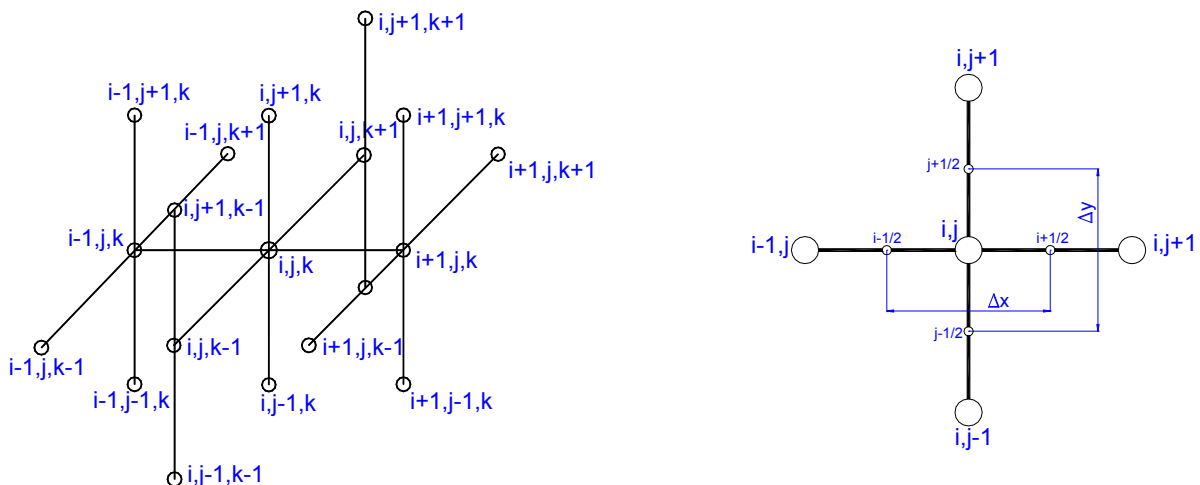


Рисунок Б.1 – Шаблон вузлових точок

При рішенні задач методом кінцевих різниць застосовуються наступні сіткові апроксимації для похідних:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial f}{\partial x} &= \frac{f_{i+1,j} - f_{i-1,j}}{2\Delta x} + O(\Delta x^2); \quad \frac{\partial f}{\partial x} = \frac{f_{i+1,j} - f_{i,j}}{\Delta x} + O(\Delta x); \quad \frac{\partial f}{\partial x} = \frac{f_{i,j} - f_{i-1,j}}{\Delta x} + O(\Delta x); \\
\frac{\partial^2 f}{\partial x^2} &= \frac{f_{i+1,j} - 2f_{i,j} + f_{i-1,j}}{\Delta x^2} + O(\Delta x^2) \\
\frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y} &= \frac{f_{i+1,j+1} - f_{i-1,j+1} + f_{i-1,j-1} - f_{i+1,j-1}}{4\Delta x \Delta y} + O(\Delta x^2, \Delta y^2) \\
\frac{\partial^2 f}{\partial x \partial y} &= \frac{1}{2h_1} \left( \frac{f_{i+1,j+1} - f_{i+1,j-1}}{2h_2} - \frac{f_{i-1,j+1} - f_{i-1,j-1}}{2h_2} \right); \quad O(h_1 + h_2) \\
\frac{\partial^3 f}{\partial x^3} &= \frac{1}{2h_1^3} (-3f_{i+4,j} + 14f_{i+3,j} - 24f_{i+2,j+1} + 18f_{i+1,j} - 5f_{i,j}); \quad O(h_1^2) \\
\frac{\partial^3 f}{\partial x^3} &= \frac{1}{2h_1^3} (5f_{i,j} - 18f_{i-1,j} + 24f_{i-2,j+1} - 14f_{i-3,j} + 3f_{i-4,j}); \quad O(h_1^2) \\
\frac{\partial^3 f}{\partial x^3} &= \frac{1}{2h_1^3} (f_{i+2,j} - 2f_{i+1,j} + 2f_{i-1,j} - f_{i-2,j}); \quad O(h_1^2) \\
\frac{\partial^3 f}{\partial x \partial y^2} &= \frac{1}{2h_1 h_2^2} (f_{i+1,j+1} - 2f_{i+1,j} + f_{i+1,j-1} - f_{i-1,j+1} + 2f_{i-1,j} - f_{i-1,j-1}); \quad O(h_1^2 + h_2^2) \\
\frac{\partial^3 f}{\partial x^2 \partial y} &= \frac{1}{2h_1^2 h_2} (f_{i+1,j+1} - 2f_{i,j+1} + f_{i-1,j+1} - f_{i+1,j-1} + 2f_{i,j-1} - f_{i-1,j-1}); \quad O(h_1^2 + h_2^2)
\end{aligned} \tag{B.1}$$

## ДОДАТОК В

### ПАКЕТ ПРОГРАМ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІКИ ПОТОКУ

Для моделювання аеродинаміки потоку використовується програмний модуль GdrDin.exe. На екрані з'являється діалогове вікно, через яке задаються умови виконання задачі та похідна інформація.

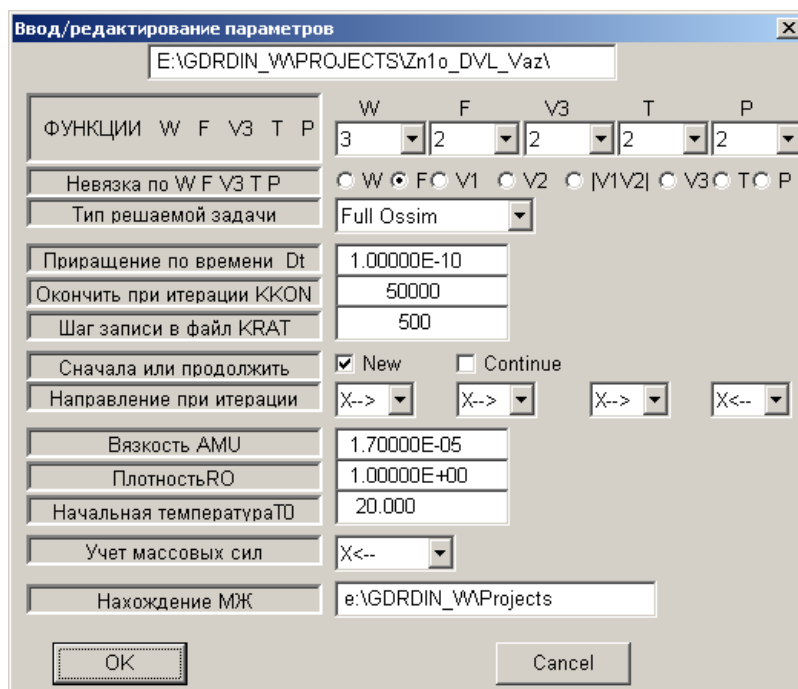


Рисунок В.1 – Уведення похідних даних

При рішенні задачі вказуються змінні W F V3 T P, які включають:

- W – Рішення функції вихору;
- F – Рішення функції току;
- V3 – Рішення швидкості V3;
- T – Рішення температурної задачі;
- P – Рішення тиску (для стаціонарної задачі 1 або 6).

При цьому вказується метод вирішення:

- 0 - не вирішувати,
- 1 - стаціонарне рішення (dt вибирається як для 2);
- 2 - вирішувати по max dt для кожного вузла;
- 3 - вирішувати для функції по min dt певного з вузлів;
- 4 - вирішувати як 2, але значення помножене на DT;
- 5 - вирішувати по максимально можливому загальному dt при нестационарному режимі (задати початкове dt мінімальне 1.e-10);
- 6 - стаціонарне рішення за блоковим методом Гауса;
- 7 - нестационарне рішення за блоковим методом Гауса (за певним dt).

Гравітаційні сили задаються в змінній NMAS:

0 - Не враховуються;

1 - Враховуються назад 1 напрямку глобальної системи координат;

2 - Враховуються назад 2 напрямку глобальної системи координат.

Напрямок обходів сіткової області при вирішенні:

+ – від 1 граничної лінії (0 - не враховувати, 1 - по X1, 2 - проти X1)

+ – від 2 граничної лінії (0 - не враховувати, 1 - по X2, 2 - проти X2)

+ – від 3 граничної лінії (0 - не враховувати, 1 - по X1, 2 - проти X1)

+ – від 4 граничної лінії (0 - не враховувати, 1 - по X2, 2 - проти X2)

При рішенні задачі відображається вікно приведене на рис.В.2:

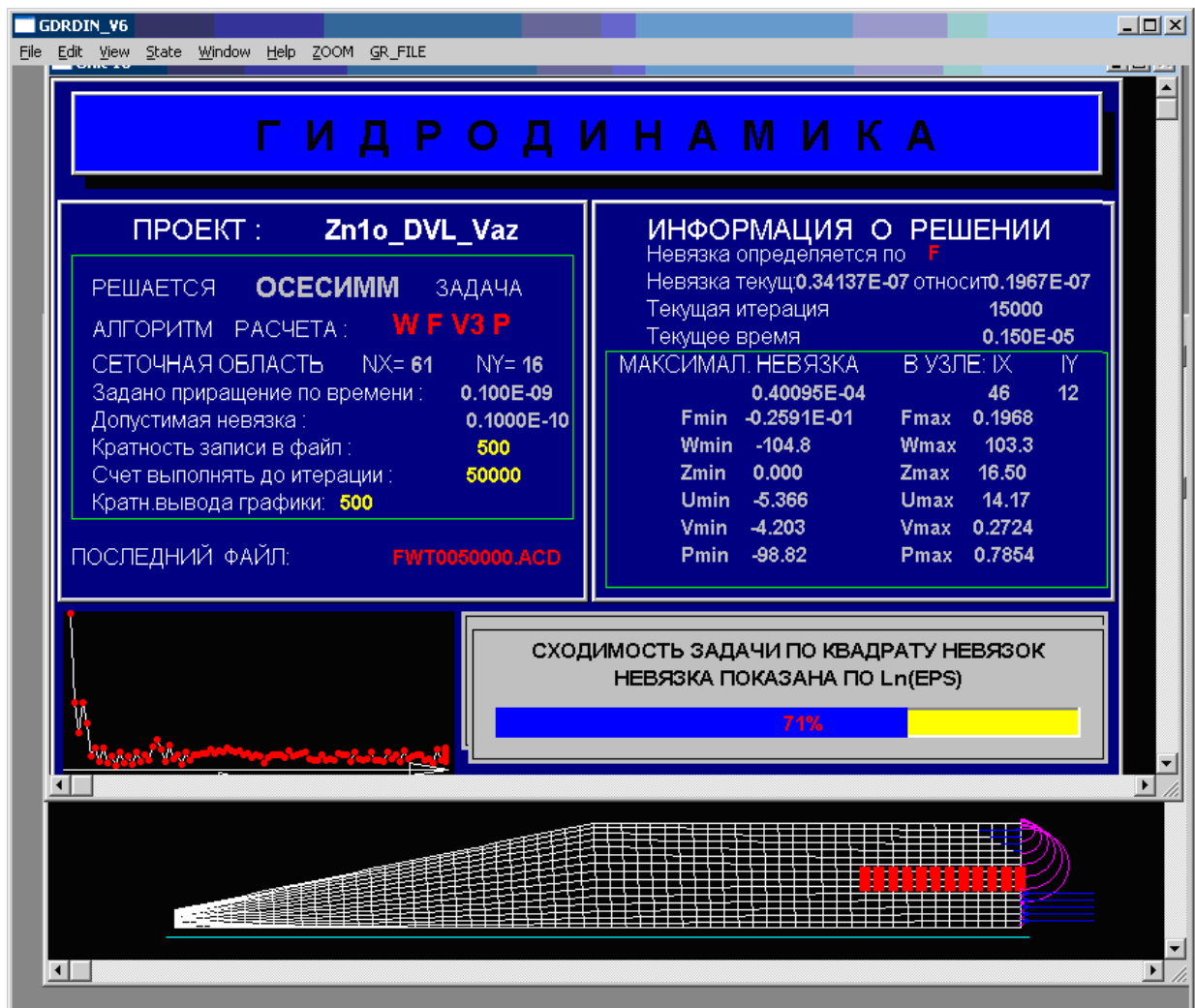


Рисунок В.2 – Вікно виконання задачі

При рішенні задачі значення нев'язки виводиться у вигляді таблиць, для відповідних вузлів, та у вигляді графіка.



## ДОДАТОК Д

### ОЦІНКА ПОХИБКИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для оцінки експериментальних даних визначають величину похибки їх отримання і довірчу ймовірність, що відповідає цій похибці [216-222]. При обробці результатів вимірювань прямими методами використовується наступний алгоритм для розрахунків.

Найбільш ймовірне значення вимірюваної величини, або середньоарифметичне, значення визначається по залежності:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (\text{Д.1})$$

де  $x_i$  - значення вимірюваної величини;  $n$  - кількість вимірювань.

Абсолютні похибки окремих вимірювань:

$$\Delta x = |\bar{x} - x_i|. \quad (\text{Д.2})$$

Квадрати абсолютних похибок окремих вимірювань:

$$(\Delta x_1)^2, (\Delta x_2)^2, (\Delta x_3)^2, \dots, (\Delta x_n)^2. \quad (\text{Д.3})$$

Числовою мірою випадкової похибки, яка викликана впливом невідомих і неконтрольованих параметрів є дисперсія  $S$ .

Середньою квадратичною похибкою окремого результату вимірювання визначають по залежності:

$$S = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}. \quad (\text{Д.4})$$

Величина середньої квадратичної похибки середнього арифметичного визначається за формулою:

$$S_r = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{n(n-1)}} = \frac{S}{\sqrt{n}}. \quad (\text{Д.5})$$

Однак отримані значення справедливі для досить великого числа вимірювань. При незначному числі вимірювань потрібно визначити довірчий інтервал і довірчу ймовірність, використовуючи розподіл ймовірностей Стюдента [217, 218, 221].

Зазвичай при визначенні довірчої ймовірності використовуються наступні значення:  $P = 0,68; 0,95; 0,997$ . У цьому випадку для шести вимірювань коефіцієнт Стюдента становить  $t = 1,1037; 2,447; 5,376$ .

З урахуванням останнього похибка середнього результату прямих вимірювань знаходиться за формулою:

$$\theta = S_r \cdot t \quad (\text{Д.6})$$

Похибка середнього вимірювання включає в себе систематичні та випадкові похибки інструментального характеру, що виникають внаслідок помилок вимірювальних приладів, інструментів та датчиків.

У загальному випадку похибка середнього вимірювання величини визначається за формулою:

$$\delta(\bar{x}) = \sqrt{\delta_{\text{дат}}^2 + \delta_{\text{пр}}^2 + \delta_{\text{окр}}^2}, \quad (\text{Д.7})$$

де  $\delta_{\text{дат}}, \delta_{\text{пр}}, \delta_{\text{окр}}$  - похибки вимірювального датчика, приладу та округлення.

Таким чином повна похибка прямого вимірювання визначається з виразу:

$$\sigma(\bar{x}) = \sqrt{\theta^2 + \delta^2(\bar{x}) + \delta^2(\psi_k)}, \quad (\text{Д.8})$$

де  $\delta^2(\psi_k)$  - систематична і методична похибки.

Повне значення вимірюваної величини можна представити в наступному вигляді:

$$\begin{cases} x = \bar{x}(1 + \sum \psi_k) \pm \sigma(\bar{x}) & \text{при } P = 0,68; \\ x = \bar{x}(1 + \sum \psi_k) \pm 2\sigma(\bar{x}) & \text{при } P = 0,95; \\ x = \bar{x}(1 + \sum \psi_k) \pm 3\sigma(\bar{x}) & \text{при } P = 0,997, \end{cases} \quad (\text{Д.9})$$

де  $\pm \sigma(\bar{x}), \pm 2\sigma(\bar{x}), \pm 3\sigma(\bar{x})$  - границі довірчих інтервалів;

$\psi_k = \frac{\Delta x_k}{\bar{x}}$  - поправка на вплив систематичної похибки  $k$ -го фактора;

$\Delta x_k$  - абсолютна систематична похибка  $k$ -го фактора.

Відносна похибка результату вимірювань визначається по залежності:

$$\varepsilon = \frac{\Delta x}{x} \cdot 100\% . \quad (\text{Д.10})$$

Вказані похибки вимірювання для визначення температур, тиску та швидкості  
приведені у відповідних таблицях табл. Д.1 – табл. Д.4.

Таблиця Д.1 –

Перетин № точки	Похибки при визначенні температур						$\bar{x}$	S	S <sub>r</sub>	S <sub>r</sub> *t	$\delta(\bar{x})$	$\varepsilon$
	T <sub>(1)</sub>	T <sub>(2)</sub>	T <sub>(3)</sub>	T <sub>(4)</sub>	T <sub>(5)</sub>	T <sub>(6)</sub>						
1_1	67,31	70,68	67,66	71,46	69,92	68,70	69,29	2,33	0,6821	1,6683	3,85	5,55
1_2	83,64	84,37	85,89	87,11	87,28	87,12	85,90	2,06	0,6419	1,5701	4,57	5,32
1_3	96,59	92,31	95,94	95,65	94,31	93,21	94,67	2,35	0,6853	1,6764	5,02	5,30
1_4	99,15	98,59	101,67	98,27	98,00	99,83	99,25	1,53	0,5532	1,3532	5,14	5,18
1_5	96,46	101,49	99,63	97,15	96,35	102,72	98,97	6,23	1,1158	2,7292	5,65	5,71
1_6	91,48	91,64	95,26	93,02	93,72	94,63	93,29	1,99	0,6310	1,5435	4,91	5,27
2_1	85,64	85,75	87,94	83,78	88,01	84,00	85,85	2,80	0,7480	1,8296	4,67	5,44
2_2	103,10	107,61	105,56	107,84	102,95	106,64	105,61	3,91	0,8838	2,1617	5,71	5,40
2_3	122,58	118,97	119,50	117,04	123,74	119,77	120,27	5,05	1,0050	2,4583	6,50	5,40
2_4	133,20	129,49	126,95	132,68	131,88	130,23	130,74	4,55	0,9537	2,3326	6,94	5,31
2_5	135,06	134,77	136,92	140,94	137,14	140,62	137,58	5,90	1,0866	2,6577	7,37	5,36
2_6	134,20	136,74	134,30	131,22	134,19	133,08	133,96	2,71	0,7357	1,7996	6,94	5,18
3_1	90,95	88,25	91,65	89,16	93,13	91,31	90,74	2,60	0,7218	1,7655	4,87	5,37
3_2	111,86	113,57	114,12	107,83	108,02	114,54	111,66	7,65	1,2373	3,0264	6,35	5,69
3_3	128,80	132,89	135,82	129,11	131,50	127,19	130,89	8,32	1,2897	3,1547	7,27	5,55
3_4	140,06	146,93	143,62	140,93	142,09	139,01	142,11	6,79	1,1653	2,8504	7,66	5,39
3_5	149,10	155,19	153,08	151,11	147,58	149,95	151,00	6,38	1,1298	2,7634	8,04	5,32
3_6	146,06	138,59	144,40	146,48	144,07	145,25	144,14	6,87	1,1724	2,8678	7,76	5,38
4_1	120,07	116,67	118,35	118,49	121,78	117,19	118,76	2,98	0,7716	1,8873	6,23	5,25
4_2	131,72	131,28	133,60	131,44	127,59	133,83	131,57	4,20	0,9169	2,2426	6,95	5,28
4_3	151,48	148,47	145,97	149,80	149,81	141,82	147,89	10,17	1,4263	3,4888	8,18	5,53
4_4	164,12	161,04	169,02	169,80	168,90	161,95	165,81	12,72	1,5947	3,9007	9,16	5,53
4_5	165,37	167,66	174,17	171,71	164,75	170,60	169,04	11,61	1,5236	3,7267	9,24	5,46
4_6	167,95	171,16	165,61	164,97	164,18	161,58	165,91	9,07	1,3470	3,2949	8,93	5,38
5_1	117,92	110,77	113,10	110,58	112,77	112,85	113,00	5,85	1,0812	2,6447	6,24	5,52
5_2	124,58	126,40	126,07	129,75	125,99	126,29	126,51	2,46	0,7014	1,7157	6,55	5,18
5_3	157,21	162,18	161,12	154,88	156,22	162,79	159,07	9,48	1,3766	3,3672	8,64	5,43
5_4	191,18	187,13	181,56	182,76	189,16	187,92	186,62	11,61	1,5240	3,7277	10,05	5,38
5_5	197,12	192,92	193,44	196,56	202,47	199,67	197,03	11,09	1,4890	3,6420	10,50	5,33
5_6	186,68	191,85	191,19	190,37	187,09	196,14	190,55	10,06	1,4184	3,4693	10,14	5,32
6_1	111,50	109,15	112,38	106,62	110,72	110,16	110,09	3,43	0,8282	2,0258	5,87	5,33
6_2	121,56	119,91	122,45	117,67	121,55	118,89	120,34	2,81	0,7492	1,8325	6,29	5,23
6_3	137,49	136,77	137,87	131,30	135,65	130,35	134,91	8,88	1,3327	3,2598	7,49	5,55
6_4	173,75	173,46	184,14	172,65	175,78	177,07	176,14	15,01	1,7329	4,2386	9,77	5,55
6_5	203,37	191,82	200,48	196,98	191,18	200,96	197,46	21,30	2,0641	5,0488	11,09	5,62
6_6	191,38	199,25	187,89	192,39	187,68	190,37	191,50	14,97	1,7302	4,2321	10,47	5,47

Таблиця Д.2 –

## Похибки при визначенні тиску

Перетин № точки	P <sub>(1)</sub>	P <sub>(2)</sub>	P <sub>(3)</sub>	P <sub>(4)</sub>	P <sub>(5)</sub>	P <sub>(6)</sub>	$\bar{x}$	S	S <sub>r</sub>	S <sub>r</sub> *t	$\delta(\bar{x})$	$\varepsilon$
1_1	-5,39	-5,44	-5,52	-5,44	-5,42	-5,60	-5,47	0,01	0,031	0,077	0,64	11,73
1_2	-4,02	-3,97	-3,91	-3,90	-4,05	-3,95	-3,97	0,00	0,023	0,057	0,60	15,18
1_3	4,42	4,59	4,55	4,62	4,69	4,68	4,59	0,01	0,041	0,100	0,62	13,56
1_4	12,58	12,42	12,31	12,29	12,87	12,55	12,50	0,05	0,088	0,216	0,84	6,72
1_5	23,73	23,48	23,83	23,30	23,99	23,26	23,60	0,09	0,121	0,296	1,13	4,79
1_6	27,47	27,74	27,40	29,22	28,66	27,99	28,08	0,51	0,293	0,717	1,40	4,98
2_1	-9,13	-8,93	-9,21	-9,49	-9,27	-9,49	-9,25	0,05	0,088	0,214	0,76	8,24
2_2	-4,34	-4,26	-4,18	-4,20	-4,30	-4,22	-4,25	0,00	0,024	0,058	0,61	14,33
2_3	6,91	7,00	6,93	7,24	7,04	7,10	7,04	0,01	0,049	0,119	0,69	9,76
2_4	20,23	19,88	20,41	21,02	20,26	20,64	20,41	0,15	0,160	0,392	1,08	5,31
2_5	35,54	34,92	34,50	35,03	33,74	34,31	34,67	0,40	0,257	0,628	1,50	4,34
2_6	44,62	44,96	46,11	45,47	44,30	44,42	44,98	0,49	0,284	0,696	1,77	3,93
3_1	-9,41	-9,33	-8,89	-9,17	-9,26	-9,11	-9,20	0,03	0,075	0,182	0,75	8,18
3_2	-4,79	-4,79	-5,07	-5,04	-4,96	-4,86	-4,92	0,01	0,049	0,121	0,63	12,90
3_3	10,23	10,43	10,36	10,08	9,96	10,11	10,19	0,03	0,073	0,178	0,78	7,61
3_4	23,74	23,72	23,33	24,63	23,36	23,35	23,69	0,25	0,203	0,496	1,20	5,06
3_5	33,84	34,26	33,85	34,21	34,74	32,63	33,92	0,51	0,292	0,715	1,53	4,50
3_6	48,76	51,15	48,54	51,03	48,58	49,77	49,64	1,47	0,495	1,211	2,12	4,27
4_1	-15,08	-15,10	-14,80	-15,33	-15,24	-14,57	-15,02	0,08	0,115	0,281	0,92	6,12
4_2	-7,32	-7,46	-7,47	-7,40	-7,35	-7,53	-7,42	0,01	0,033	0,080	0,69	9,30
4_3	10,27	10,59	10,72	10,39	10,16	10,29	10,40	0,04	0,086	0,210	0,79	7,58
4_4	28,83	29,20	29,66	29,72	28,95	29,04	29,23	0,14	0,153	0,373	1,29	4,40
4_5	41,19	41,74	42,94	41,91	43,52	41,15	42,08	0,93	0,393	0,961	1,83	4,34
4_6	53,25	54,24	51,67	53,49	51,20	51,64	52,58	1,53	0,504	1,234	2,19	4,17
5_1	-24,59	-24,58	-24,76	-24,14	-24,50	-23,90	-24,41	0,10	0,132	0,322	1,16	4,74
5_2	-17,01	-17,53	-16,71	-17,42	-17,11	-16,94	-17,12	0,09	0,126	0,307	0,98	5,71
5_3	3,60	3,53	3,55	3,49	3,69	3,53	3,56	0,01	0,029	0,071	0,59	16,65
5_4	15,15	15,47	15,48	15,36	14,83	15,35	15,27	0,06	0,101	0,246	0,92	5,99
5_5	47,90	47,76	46,60	47,52	45,70	45,99	46,91	0,89	0,386	0,944	1,92	4,09
5_6	59,94	59,80	63,27	60,96	63,03	60,71	61,29	2,29	0,618	1,512	2,53	4,13
6_1	-9,36	-9,07	-8,99	-9,29	-9,08	-9,35	-9,19	0,03	0,066	0,161	0,75	8,13
6_2	-5,70	-5,76	-5,75	-5,92	-5,89	-5,88	-5,82	0,01	0,037	0,091	0,65	11,21
6_3	4,30	4,28	4,16	4,07	4,12	4,20	4,19	0,01	0,038	0,092	0,61	14,61
6_4	13,18	13,15	13,50	13,36	13,22	13,88	13,38	0,08	0,114	0,278	0,88	6,57
6_5	55,03	54,81	53,19	54,67	53,83	56,49	54,67	1,27	0,460	1,126	2,18	3,99
6_6	65,35	68,24	66,67	65,67	66,39	68,24	66,76	1,54	0,506	1,238	2,50	3,74

Таблиця Д.3 –

## Похибки при визначенні осьової швидкості

Перетин № точки	V1 <sub>(1)</sub>	V1 <sub>(2)</sub>	V1 <sub>(3)</sub>	V1 <sub>(4)</sub>	V1 <sub>(5)</sub>	V1 <sub>(6)</sub>	$\bar{x}$	S	S <sub>r</sub>	S <sub>r</sub> *t	$\delta(\bar{x})$	$\varepsilon$
1_1	5,38	5,75	5,29	5,53	5,52	5,43	5,48	0,02	0,064	0,156	0,60	10,85
1_2	4,87	4,82	4,77	4,93	4,92	4,65	4,83	0,01	0,043	0,105	0,55	11,42
1_3	2,40	2,43	2,33	2,25	2,36	2,25	2,34	0,01	0,031	0,076	0,42	18,14
1_4	-2,75	-2,87	-2,86	-2,77	-2,80	-2,73	-2,80	0,00	0,024	0,058	0,44	15,86
1_5	-5,20	-5,49	-5,31	-5,19	-5,14	-5,39	-5,29	0,02	0,056	0,137	0,58	10,98
1_6	-5,99	-6,01	-6,15	-6,41	-6,12	-5,99	-6,11	0,03	0,067	0,163	0,63	10,26
2_1	9,89	10,18	10,00	10,26	10,04	9,63	10,00	0,05	0,091	0,223	0,83	8,30
2_2	6,19	6,13	6,41	6,16	6,28	6,00	6,19	0,02	0,057	0,140	0,63	10,10
2_3	2,00	1,87	1,92	1,95	2,02	1,95	1,95	0,00	0,023	0,056	0,40	20,57
2_4	-2,09	-2,15	-2,12	-2,21	-2,07	-2,13	-2,13	0,00	0,020	0,049	0,41	19,23
2_5	-3,38	-3,56	-3,50	-3,45	-3,29	-3,45	-3,44	0,01	0,038	0,093	0,48	13,99
2_6	-3,72	-3,74	-3,77	-3,82	-3,92	-3,77	-3,79	0,01	0,030	0,072	0,49	13,05
3_1	10,70	10,39	10,46	10,06	9,90	10,18	10,28	0,08	0,119	0,290	0,86	8,41
3_2	7,91	7,35	7,87	7,29	7,29	7,84	7,59	0,10	0,127	0,310	0,75	9,84
3_3	3,55	3,78	3,86	3,90	3,67	3,59	3,73	0,02	0,058	0,142	0,51	13,59
3_4	-3,10	-3,10	-3,21	-3,13	-3,34	-3,18	-3,18	0,01	0,038	0,092	0,47	14,72
3_5	-3,98	-4,03	-3,79	-3,89	-3,91	-4,02	-3,94	0,01	0,038	0,094	0,51	12,85
3_6	-3,54	-3,44	-3,51	-3,39	-3,38	-3,65	-3,49	0,01	0,042	0,102	0,49	13,92
4_1	13,32	14,42	14,25	14,07	13,83	13,70	13,93	0,16	0,162	0,397	1,07	7,70
4_2	7,79	8,21	8,20	8,08	8,17	7,74	8,03	0,05	0,087	0,213	0,73	9,13
4_3	2,02	2,02	2,14	2,05	2,14	2,17	2,09	0,00	0,028	0,068	0,41	19,63
4_4	-2,07	-2,14	-2,21	-2,09	-2,18	-2,22	-2,15	0,00	0,025	0,062	0,41	19,16
4_5	-3,63	-3,41	-3,56	-3,67	-3,50	-3,59	-3,56	0,01	0,038	0,094	0,49	13,69
4_6	-3,54	-3,67	-3,73	-3,53	-3,64	-3,72	-3,64	0,01	0,034	0,084	0,49	13,45
5_1	15,03	14,73	14,77	14,41	14,84	15,42	14,87	0,11	0,138	0,337	1,10	7,38
5_2	11,59	10,88	11,29	11,61	10,74	11,11	11,20	0,13	0,148	0,361	0,93	8,33
5_3	4,44	4,61	4,45	4,70	4,40	4,50	4,52	0,01	0,047	0,114	0,54	11,92
5_4	-3,28	-3,42	-3,33	-3,27	-3,31	-3,56	-3,36	0,01	0,045	0,111	0,48	14,31
5_5	-4,90	-4,85	-5,04	-5,08	-5,01	-4,70	-4,93	0,02	0,057	0,140	0,56	11,44
5_6	-5,36	-5,27	-5,43	-5,46	-5,51	-5,14	-5,36	0,02	0,057	0,138	0,58	10,90
6_1	14,95	14,96	15,05	14,39	15,74	14,83	14,99	0,19	0,179	0,438	1,14	7,59
6_2	13,44	12,63	13,11	13,02	13,62	13,80	13,27	0,19	0,176	0,431	1,06	7,95
6_3	5,05	5,03	5,11	5,21	5,10	4,97	5,08	0,01	0,034	0,083	0,56	11,03
6_4	-2,39	-2,41	-2,36	-2,32	-2,40	-2,27	-2,36	0,00	0,023	0,056	0,42	17,87
6_5	-4,71	-4,42	-4,53	-4,56	-4,70	-4,54	-4,58	0,01	0,045	0,111	0,54	11,80
6_6	-3,91	-3,83	-3,79	-3,87	-3,62	-3,83	-3,81	0,01	0,040	0,099	0,50	13,14

Таблиця Д.4 –

## Похибки при визначенні колової швидкості

Перетин № точки	V3 <sub>(1)</sub>	V3 <sub>(2)</sub>	V3 <sub>(3)</sub>	V3 <sub>(4)</sub>	V3 <sub>(5)</sub>	V3 <sub>(6)</sub>	$\bar{x}$	S	S <sub>r</sub>	S <sub>r</sub> *t	$\delta(\bar{x})$	$\varepsilon$
1_1	13,79	13,74	13,54	12,96	13,20	13,20	13,41	0,11	0,137	0,335	1,03	7,66
1_2	19,98	19,50	19,05	19,10	18,99	20,09	19,45	0,24	0,199	0,486	1,36	7,00
1_3	20,92	20,96	21,78	20,27	20,18	20,43	20,76	0,36	0,244	0,598	1,47	7,06
1_4	18,31	17,54	18,27	18,30	17,66	17,57	17,94	0,15	0,158	0,387	1,26	7,01
1_5	16,03	16,34	16,30	15,82	15,56	15,94	16,00	0,09	0,120	0,295	1,14	7,12
1_6	13,21	14,02	13,18	13,67	12,94	13,58	13,43	0,16	0,161	0,394	1,05	7,80
2_1	14,18	14,95	14,66	14,47	14,70	13,88	14,48	0,15	0,158	0,387	1,09	7,56
2_2	21,51	22,11	21,13	21,83	20,60	22,60	21,63	0,51	0,291	0,711	1,55	7,18
2_3	14,11	14,72	14,65	14,01	14,74	14,22	14,41	0,11	0,135	0,330	1,07	7,44
2_4	8,93	9,22	9,54	8,77	8,84	8,96	9,04	0,08	0,118	0,288	0,81	8,90
2_5	7,05	6,48	6,66	7,14	7,07	6,87	6,88	0,07	0,107	0,262	0,70	10,11
2_6	5,20	5,45	5,29	5,43	5,13	5,48	5,33	0,02	0,058	0,141	0,58	10,96
3_1	8,65	8,64	8,73	8,64	8,74	8,77	8,69	0,00	0,024	0,058	0,74	8,48
3_2	17,28	16,28	16,28	16,72	17,59	17,69	16,98	0,40	0,259	0,632	1,31	7,73
3_3	9,45	8,83	9,41	9,17	8,78	9,41	9,18	0,09	0,123	0,302	0,82	8,90
3_4	6,67	6,68	6,84	6,64	6,41	6,80	6,67	0,02	0,062	0,151	0,65	9,76
3_5	5,13	5,05	5,37	5,16	5,13	4,93	5,13	0,02	0,059	0,145	0,58	11,21
3_6	5,20	5,21	5,11	5,22	5,23	5,08	5,18	0,00	0,026	0,064	0,56	10,87
4_1	7,78	8,02	8,16	8,04	7,78	7,66	7,91	0,04	0,079	0,194	0,72	9,13
4_2	15,56	16,47	15,96	15,79	16,70	15,90	16,06	0,19	0,176	0,430	1,18	7,37
4_3	7,57	7,36	7,75	7,75	7,63	7,94	7,67	0,04	0,081	0,197	0,71	9,28
4_4	4,81	4,71	4,78	4,96	4,64	5,00	4,82	0,02	0,057	0,140	0,56	11,60
4_5	3,89	3,81	3,87	3,75	3,94	3,74	3,83	0,01	0,033	0,081	0,50	13,00
4_6	3,07	2,99	2,99	2,99	2,95	2,99	3,00	0,00	0,016	0,039	0,45	15,06
5_1	9,80	10,00	10,63	9,89	10,44	10,37	10,19	0,11	0,137	0,335	0,88	8,60
5_2	17,56	17,04	17,17	17,06	18,16	17,31	17,38	0,18	0,174	0,426	1,24	7,16
5_3	1,94	1,85	1,89	2,00	1,98	1,92	1,93	0,00	0,022	0,055	0,40	20,73
5_4	4,95	4,72	4,60	4,50	4,88	4,94	4,77	0,03	0,076	0,185	0,57	11,95
5_5	6,26	6,11	5,83	6,28	6,11	5,99	6,10	0,03	0,069	0,169	0,63	10,30
5_6	3,76	3,71	3,72	3,73	3,57	3,64	3,69	0,00	0,029	0,070	0,49	13,27
6_1	4,85	5,24	5,16	5,23	4,76	5,13	5,06	0,04	0,084	0,207	0,59	11,67
6_2	13,27	12,87	13,32	12,16	12,93	12,77	12,89	0,18	0,172	0,420	1,03	8,02
6_3	2,22	2,20	2,11	2,17	2,25	2,30	2,21	0,00	0,027	0,066	0,42	18,82
6_4	1,85	1,75	1,83	1,81	1,84	1,90	1,83	0,00	0,020	0,048	0,39	21,53
6_5	3,92	3,95	3,96	4,14	4,15	4,08	4,03	0,01	0,042	0,102	0,51	12,69
6_6	4,45	4,45	4,14	4,36	4,39	4,55	4,39	0,02	0,057	0,138	0,54	12,25

## ДОДАТОК Е

### ПАКЕТ ПРОГРАМ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ШВИДКОСТІ ЧАСТИНОК

Для визначення швидкості руху частинок розроблений програмний модуль **Skor.exe**. В основу покладена система функціональних модулів, зв'язаних між собою єдиним інформаційним середовищем. Це середовище містять повну інформацію про розрахункову схему і швидкісні поля, що представлені у внутрішніх форматах програмного модуля. У процесі рішення задачі інформаційні масиви наповнюються даними, і зберігаються у відповідних файлах на диску. По цим даним можна переглянути результати розрахунку і хід виконання задачі. Імена файлів, і їхнє розташування задаються при виконанні задачі.

Вихідні дані, для виконання розрахунку, підготовляються за допомогою інтерактивних графічних засобів – діалогових віконних програм, і шляхом указівки відповідних файлів геометрії конструкції і полів швидкостей рідини. Вихідні дані для заповнення інформаційних полів діалогових вікон викликаються з файлу «**IsxDat.txt**», що знаходиться в кореневому каталозі разом із програмним модулем.

Програмний модуль **Skor.exe** складається з функціональних модулів.

**Winapd.c** для створення інформаційного середовища з можливістю обміну інформацією між функціональними модулями. **Dialog.cpp** разом з файлом ресурсів формує діалогові вікна програми, призначені для введення вихідної і висновку поточної інформації з ходу рішення задачі. **Mskmt.f90** є керуючим функціональним модулем для визначення швидкості руху часток матеріалу (заданої крупності) у вихровому потоці. **Geom.f90** призначений для перекладу масивів швидкостей з декартов системи в косокутну неортогональну систему координат, і назад. **Prnt.f90** для видачі повідомлення про рішення задачі, читання і запис файлів на зовнішні запам'ятовуючі пристрої. **Skor.f90** для визначення швидкості матеріалу у вихровому потоці, значень коефіцієнтів моделюючим ламінарний чи турбулентний рух, визначення невязок і т.д. **Szdx.f90** для створення  $\langle \rangle$ .dxf файлів з метою візуалізації результатів розрахунку в графічному середовищі AutoCAD. **Skmt\_w.lsp** для

створення в графічному середовищі AutoCAD рисунка, на якому відображена геометрія конструкції і швидкісне поле руху часток.

Після рішення задачі створюються наступні файли результатів:

IsxDat(R\_<розмір частки>).txt – значення даних введених у діалоговому вікні;  
R\_<розмір частки>.lsp – вектора швидкостей у кодах AutoCAD; R\_<розмір частки>.rez – запис результатів ітерацій одержуваних під час рішення задачі. У таблиці вказується номер ітерації, розмір частки, збільшення в часі, швидкості  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$ , невязки по цих швидкостях і сума квадратів невязок; R\_<розмір частки>.skt – швидкості в декартов системі координат; R\_<розмір частки>.wtk – проміжні дані які можуть використовуватися при продовженні рахунка, у наступному сеансі, починаючи з зазначеної ітерації.

Після ініціалізації програми на екрані користувача з'являється діалогове вікно, приведенне на рис.Е.2, через яке задається похідна інформація.

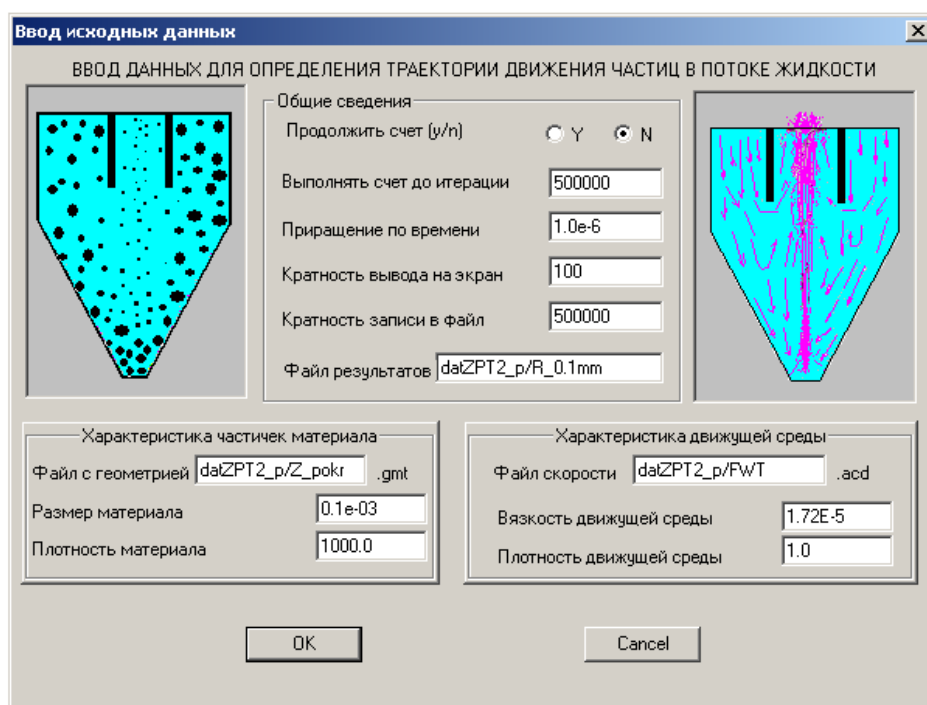


Рисунок Е.1 – Уведення вихідних даних при визначенні швидкості руху частинок

Процес рішення задачі відображається на екрані у вигляді вікна приведенного на рис.Е.2.



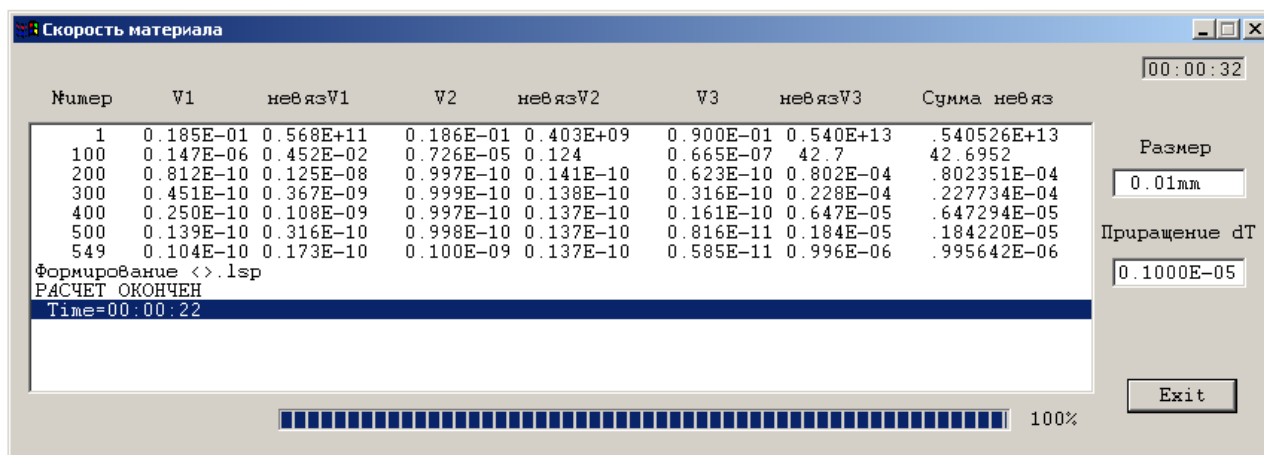


Рисунок Е.2 – Вікно рішення задачі

У виді таблиці виводяться дані про номер поточної ітерації, швидкостях  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$ , невязки по цих швидкостях і сума квадратів нев'язок по швидкості. Крім цього видається повідомлення і початку формуванні файлів для AutoCAD і про закінчення рахунка. Видається повідомлення про використання процесорного часу для рішення задачі. У вікні використовується декілька інформаційних полів.

Після нормального завершення програми формуються робочі файли  $<>.rez$ ,  $<>.skr$ ,  $<>.wrk$  і файл із даними для перегляду в графічному середовищі AutoCAD  $R_{<розмір частки>.lsp}$ . Для перегляду результатів рішення необхідно запустити AutoCAD і викликати модуль **Skmt\_w.lsp**, що знаходиться в поточному каталозі. Після запуску з рядка підказок графічного редактора команди « $pros\_skog$ », і вибору необхідного файлу в діалоговому вікні, на екрані відображаються контури досліджуваної конструкції, вектора швидкостей та ім'я файлу, що викликається.

## ДОДАТОК Ж

### ПАКЕТ ПРОГРАМ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ТРАЄКТОРІЇ РУХУ ЧАСТИНОК

Для визначення траєкторії руху частинок використовується програмний модуль Traekt.exe. Програмний модуль складається з функціональних модулів. **Dialog.cpp** формує діалогові вікна програми, призначені для уведення вихідної і висновку поточної інформації про хід рішення задачі. **Mtrmt.f90** є керуючим функціональним модулем для визначення траєкторії руху часток матеріалу (заданої крупності) у вихровому потоці. **Nuzla.f90** призначений для визначення кінцевого елемента, у якому знаходиться частка і її координати. **Fuzla.f90** призначений для визначення компонентів швидкостей частки конструкції, що потрапила у визначений кінцевий елемент. **Prnt.f90** для видачі повідомлення про рішення задачі, читання і записи файлів на зовнішні запам'ятовуючі пристрої. **Traekt \_w.lsp** для створення в графічному середовищі AutoCAD рисунка, на якому відображена геометрія конструкції і траєкторії руху часток.

Після рішення задачі створюються наступні файли результатів: IsxDat(R\_<розмір частки, координати введення).txt – значення даних введених у діалоговому вікні; R\_<розмір частки>(координати введення).lsp – полілінія траєкторії руху частки і час перебування в чи апараті до виходу на перешкоду. Файл записаний у кодах Lisp функції AutoCAD.

Після запуску програмного модуля Traekt.exe на екрані з'являється діалогове вікно, рис.Ж.1, через яке задається похідна інформація. Вказується шлях і ім'я файлу, у якому описана геометрія конструкції, описані вектора швидкості вихрового потоку, координати частки, з якими вона потрапляє у швидкісне поле та крок по часу переміщення.

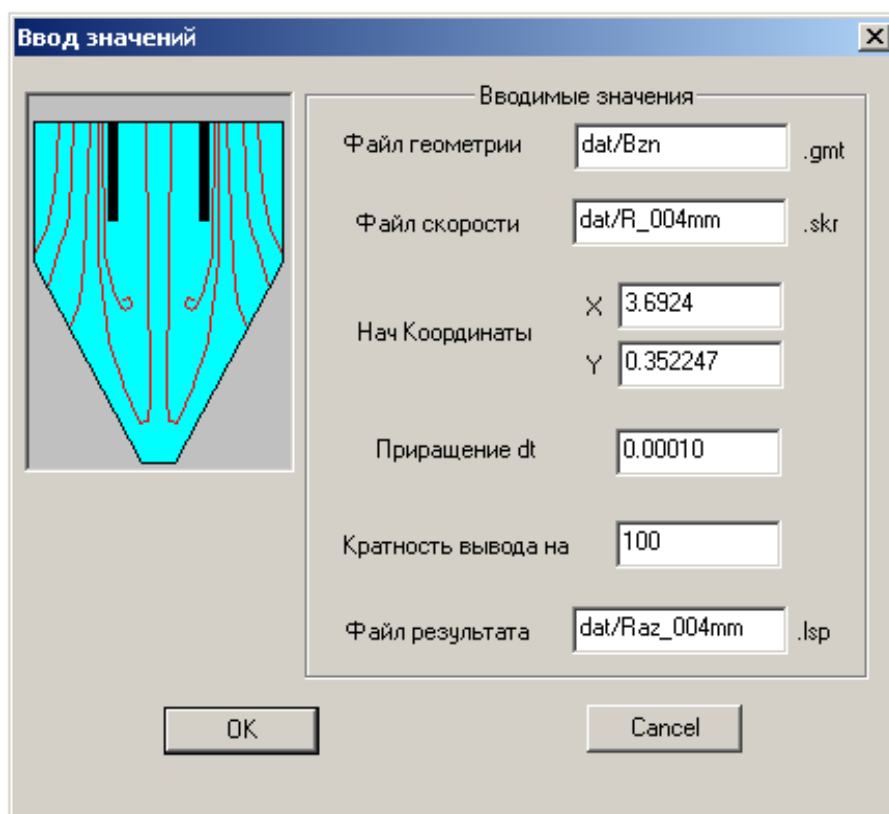


Рисунок Ж.1. Уведения вихідних даних при визначенні траєкторії руху часток

При виконанні програмного модуля на екрані з'являється вікно приведенне на рис.Ж.2.

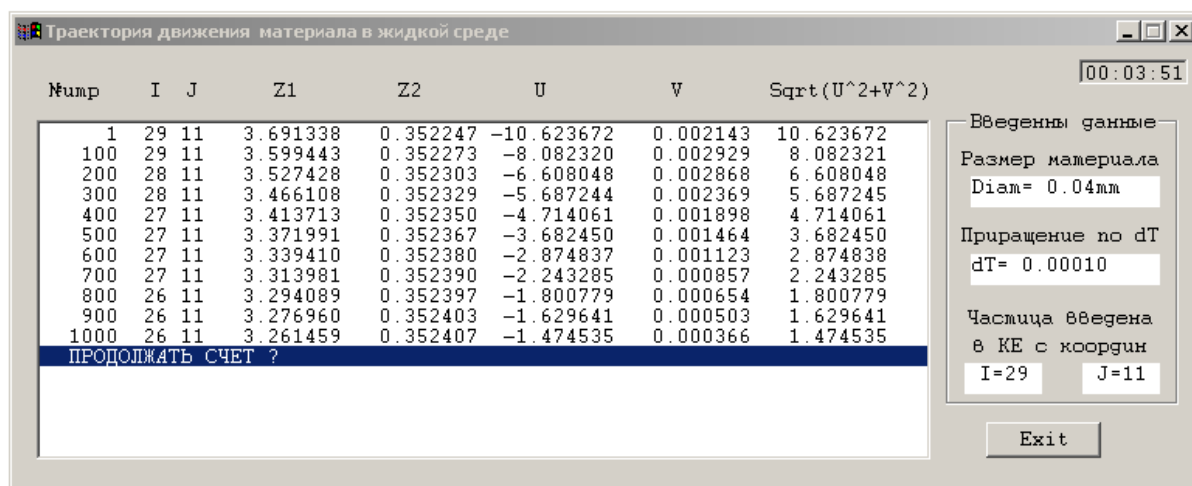


Рисунок Ж.2. Вікно рішення задачі при визначенні траєкторії руху часток

У вікні списку відображається процес рішення задачі. Сюди у виді таблиці виводяться дані про номер поточної ітерації, переміщення частки в координатах

кінцевих елементів, дійсні координати в даний момент часу, швидкість руху частки і квадрати нев'язань по швидкості.

Для перегляду результатів рішення використовується програма **Traekt\_w.lsp**, в середовищі AutoCAD. На екрані відображаються контури апарату та трек торії руху частинок. У файл **R\_<розмір частки>(координати введення).lsp** записується інформація про час перебування частинки в апараті

### ДОДАТОК 3

#### ТЕПЛООБМІН В ОБЕРТОВІЙ ПЕЧІ

При нагріванні матеріалів у робочому просторі печі розрізняють зовнішній теплообмін, що характеризує процес передачі тепла від газового середовища і внутрішніх поверхонь печі до поверхні матеріалу, що нагрівається, і внутрішній – передача тепла від поверхні матеріалу у внутрішні шари, та рівномірність прогріву його по товщині. Тепло, отримане зовнішньою поверхнею матеріалу, поширюється усередину теплопровідністю завдяки різниці між температурами поверхні й внутрішніх шарів у матеріалі. Так як шари матеріалу в обертовій печі безупинно пересипаються, то в різні періоди часу відбувається нагрів різних шарів матеріалу: якийсь час нагрівається відкрита поверхня шаруючи, в інший період часу - матеріал усередині шару, а частина часу матеріал нагрівається при контакті з футерівкою. Процеси нагрівання шматків матеріалу на футерівці й на поверхні шарів відрізняються один від іншого. Найбільш інтенсивне нагрівання матеріалу на поверхні шару, менш інтенсивно нагрівається матеріал, що перебуває на футерівці печі, а нагрівання матеріалу в шарі найменш інтенсивний, тому що теплообміну майже не відбувається через малу теплопередачу між шматочками матеріалу. При такому нагріванні шару, що пересипається, в матеріалі безупинно відбувається вирівнювання температури по товщині шару.

У цілому теплообмін у шарі при обертанні печі залежить від ступеня заповнення її матеріалом, швидкості обертання, кута нахилу й діаметра печі, дисперсного складу матеріалу. Інтенсивність теплообміну в шарі матеріалу тісно пов'язана з умовами зовнішнього теплообміну, що відбуває між газовим середовищем, факелом і поверхнями футерівки й матеріалу.

Теплообмін усередині клінкеру зумовлений наступними процесами:

- Передачею тепла шляхом конвективного, променистого теплообміну та теплопровідністю,
- Механічним перенесенням маси матеріалу що обпалюється,
- Хімічними реакціями, що відбуваються всередині матеріалу.

- Теплова робота футерівки та корпусу печі.

### 3.1 Розрахунок матеріального балансу

При розрахунку матеріального балансу визначаються всі прибуткові й видаткові статті, віднесені до одиниці ваги готового продукту, включаючи віднесення й втрати. Для визначення теплового ефекту при утворенні клінкеру розраховується матеріальний і тепловий баланс пічної установки. Розрахунок виконується на 1 кг клінкера.

Практична витрата сухої сировини

$$[G_M^C] = \frac{100 - (n.n.n.)_{кл}}{100 - (n.n.n.)_M} \quad (3.1)$$

Витрата вуглекислого кальцію сировини:

$$\sigma_{CaCO_3}^M = \frac{[G_M^C] \cdot M_{CaO}}{56} \quad (3.2)$$

Витрата вуглекислого магнію сировини:

$$G_{MgCO_3}^M = \frac{[G_M^C] \cdot \left[ M_{CO_2} - \frac{M_{CaO} \cdot 44}{56} \right] \cdot 84.32}{44 \cdot 100} \quad (3.3)$$

Вихід вуглекислоти із сировини:

$$G_{CO_2}^M = \frac{[G_M^C] \cdot M_{CO_2}}{100} \quad (3.4)$$

Вихід гідратної води із сировини:

$$G_{H_2O}^M = \frac{[G_M^C] \cdot [(n.n.n.)_M - M_{CO_2}]}{100}, \quad (3.5)$$

$$V_{H_2O}^M = \frac{G_{H_2O}^M}{\gamma_{H_2O}} \quad (3.6)$$

Вихід фізичної води:

$$G_{\omega}^M = \frac{G_M^C \cdot WL}{100 - WL}, \quad (3.7)$$

$$V_{\omega}^M = \frac{G_{\omega}^M}{\gamma_{H_2O}} \quad (3.8)$$

### 3.2 Розрахунок кількості теплоти в енергетичних зонах,

Кількість тепла, що отримує, або віддає матеріал в енергетичній зоні визначається по наступним залежностям:

8-а зона:

$$q_8^M = F_8 - (G_M^C \cdot C_M + G_\omega^M) \cdot T_8^M \quad (3.9)$$

$$F_8 = G_\omega^M \cdot 595 + (G_{МП}^1 \cdot C_{МП} + G_\omega^1) \cdot T_7^M \quad (3.10)$$

$$G_{МП}^1 = G_M^C \cdot K_1 \quad G_\omega^1 = G_M^C \frac{1}{100 - WG} \quad (3.11)$$

де

$K_1$  - коефіцієнт, що враховує осідаючий та пил що відходить.

7-а зона:

$$q_7^M = G_\omega^M \cdot 595 + G_7^{МП} \cdot C_7^{МП} \cdot T_6^M - F_8 \quad (3.12)$$

$$G_7^{МП} = G_C^M \cdot 1.1 \quad (3.13)$$

6-а зона:

$$q_6^M = F_6 + G_6^{МП} \cdot C_6^{МП} \cdot T_5^M - F_7 \quad (3.14)$$

$$F_6 = G_\omega \cdot 595 + G_{H_2O} \cdot 1640 + G_{MgCO_3} \cdot 334 + G_{CaCO_3} \cdot 0.15 \cdot 425 - G_{C_2F} \cdot 27.8 \quad (3.15)$$

$$G_{C_2F} = 1.7 \cdot Fe_2O_3 \quad (3.16)$$

$$G_6^{МП} = 1.1 \cdot G_C^M - G_C^M \cdot [(n.n.n.)_M - CO_2^M] \cdot 10^{-2} - G_{CO_2}^M \cdot 0.17 \quad (3.17)$$

5-а зона:

$$q_5^M = F_5 + G_5^{МП} \cdot C_5^{МП} \cdot T_4^M - F_6 - G_6^{МП} \cdot C_6^{МП} \cdot T_5^M \quad (3.18)$$

$$F_5 = F_6 + G_{CaCO_3} \cdot 0.7 \cdot 425 - G_{C_2S} \cdot 171 \cdot 0.8 - G_{C_5A_3} \cdot 54.4 \quad (3.19)$$

$$G_5^{МП} = G_C^M - G_C^M \cdot [(n.n.n.)_M - CO_2^M] \cdot 10^{-2} - G_{CO_2}^M \cdot 0.85 \quad (3.20)$$

$$G_{C_2S}^5 = 2.87 \cdot SiO_2 \quad G_{C_5A_3} = 1.91 \cdot Al_2O_3 \quad (3.21)$$

4-а зона:

$$q_4^M = F_4 + G_4^{МП} \cdot C_4^{МП} \cdot T_3^M - F_5 - G_5^{МП} \cdot C_5^{МП} \cdot T_4^M \quad (3.22)$$

$$F_4 = F_5 + G_{C_5A_3} \cdot 54.4 + G_{C_2F} \cdot 27.8 - G_{C_3A} \cdot 14.6 - G_{C_4AF} \cdot 26 - \\ - 0.25 \cdot G_{C_3A} \cdot 12.6 + 0.8 \cdot 50 + G_{CaCO_3} \cdot 0.15 \cdot 425 + 0.2 \cdot G_{C_2S} \cdot 171 \quad (3.23)$$

$$G_{C_2S}^4 = G_{C_2S}^5 - 0.755 \cdot G_{C_2S}^5 \cdot 0.25 \quad (3.24)$$

$$G_{C_3A} = [(2.65 \cdot Al_2O_3 - 1.69 \cdot Fe_2O_3) \cdot 0.01] \quad (3.25)$$

$$G_{C_4AF} = (3.04 \cdot Fe_2O_3) \cdot 0.01 \quad (3.26)$$

$$G_{C_3S} = (4.07 \cdot CaO - 7.6 \cdot SiO_2 - 6.72 \cdot Al_2O_3 - 1.43 \cdot Fe_2O_3) \cdot 0.01 \quad G_4^{МП} = 1.0 \quad (3.27)$$

3-а зона:

$$q_3^M = F_3 + G_3^{МП} \cdot C_3^{МП} \cdot T_2^M - F_4 - G_4^{МП} \cdot C_4^{МП} \cdot T_3^M \quad (3.28)$$

$$F_3 = F_4 + 0.2 \cdot 0.5 - 0.75 \cdot G_{C_3S} \cdot 171 \quad (3.29)$$

2-а зона:

$$q_2^M = F_2 + G_2^{МП} \cdot C_2^{МП} \cdot T_1^M - F_3 - G_3^{МП} \cdot C_3^{МП} \cdot T_2^M \quad (3.30)$$

$$F_2 = F_3 - 25 \quad (3.31)$$

1-а зона:

$$q_1^M = G_1^{МП} \cdot C_1^{МП} \cdot T_0^M - G_2^{МП} \cdot C_2^{МП} \cdot T_1^M \quad (3.32)$$

У рівняннях (3.16) – (3.29)  $Fe_2O_3$ ,  $SiO_2$ ,  $Al_2O_3$  - хімічний склад клінкера у відсотках.

При розрахунках обертової печі «сухого» способу розглядаються тільки зони ендотермічних реакцій, спікання і охолодження тобто 1, 2, 3 зони.

### 3.3 Теплообмін між корпусу та навколишнім середовищем

Результати порівняння коефіцієнтів тепловіддачі, отримані по залежностях

$$\alpha_{эфф} = 7 + 0,045 \cdot T_{cm}, \quad (3.33)$$

$$\alpha_{ef} = 3.5 + 0.062 \cdot t_{KOP}. \quad (3.34)$$

приведені на рис.3.1.



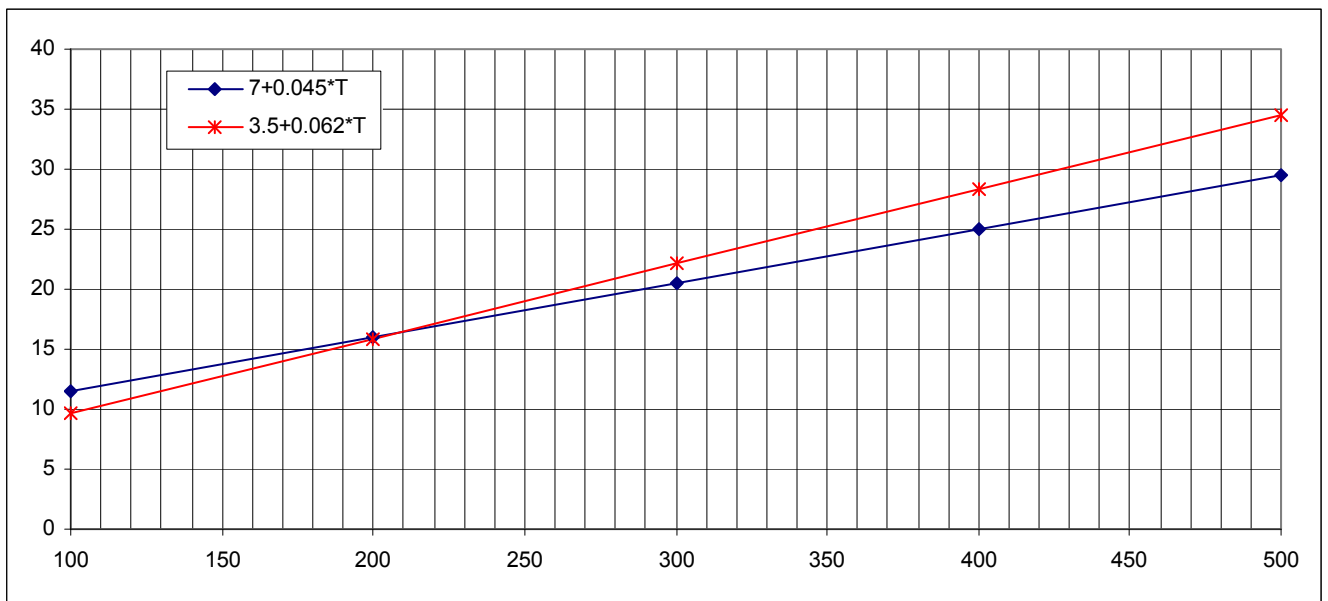


Рисунок 3.1 – Коефіцієнт тепловіддачі (3.33) (3.34)

Результати порівняння коефіцієнтів тепловіддачі, отримані по формулах

$$\alpha_{\text{конв}} = 5,5 + 2 \cdot V + 0,0077 \cdot T_{\text{см}} \cdot (1 - 0,27 \cdot V) + \frac{1}{0,45 + V \cdot D_{\text{вн}}}, \quad (3.35)$$

та (3.34) для швидкості повітряного потоку (0, 2, 6, 10) м/с приведені на рис.3.2.

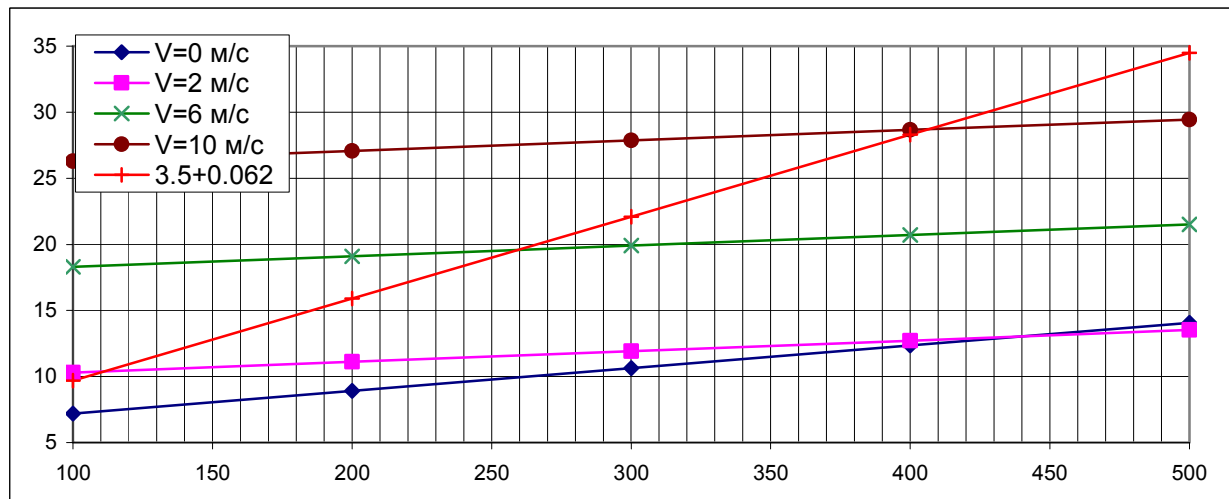


Рисунок 3.2 – Коефіцієнт тепловіддачі (3.33) (3.34)

Результати порівняння коефіцієнтів тепловіддачі, отримані по формулах

$$\alpha_{\text{эф}} = \alpha_{\text{мен}}^{\kappa} + \alpha_{\text{мен}}^{\eta} = 6.72 \cdot 10^{-3} \frac{\lambda_{\text{г}}}{D_{\text{n}}} \left( \frac{V_{\text{г}} D_{\text{n}}}{\nu} \right)^{0.905} + \frac{\varepsilon_{\text{см}} \cdot 5.67 \cdot 10^{-8} (T_{\text{см}}^4 - T_{\text{г}}^4)}{t_{\text{см}} - t_{\text{г}}}, \quad (3.36)$$

та (3.34), приведені на рис 3.3 та 3.6.

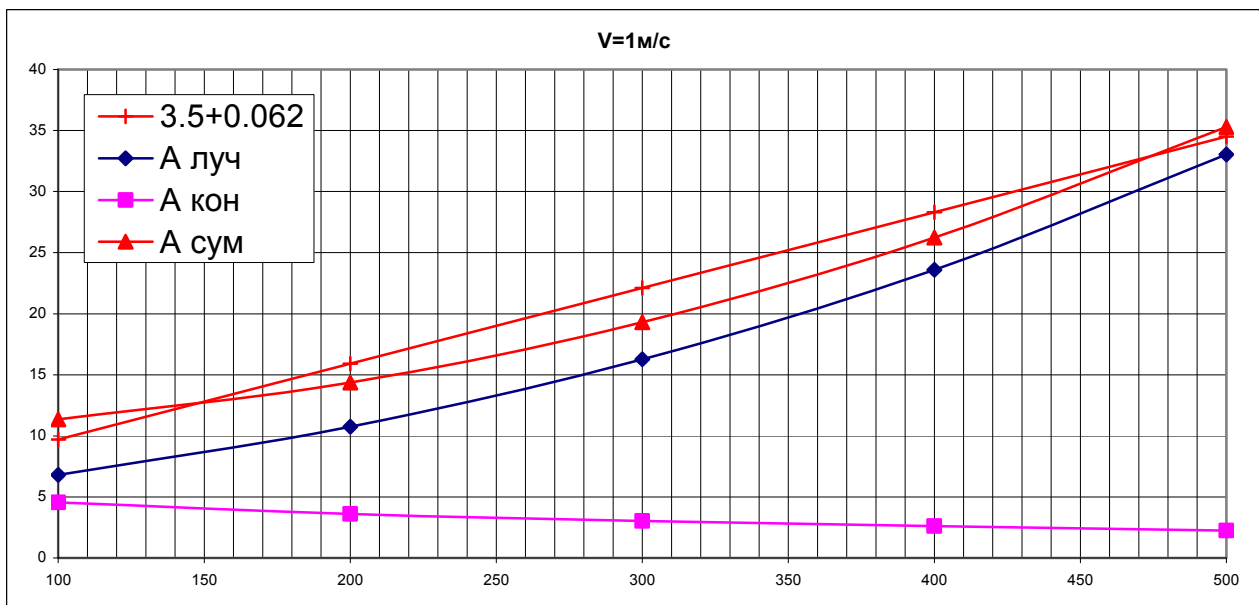


Рисунок 3.3 – Коефіцієнт тепловіддачі (3.34) та (3.36) при  $V=1.0$  м/сек.

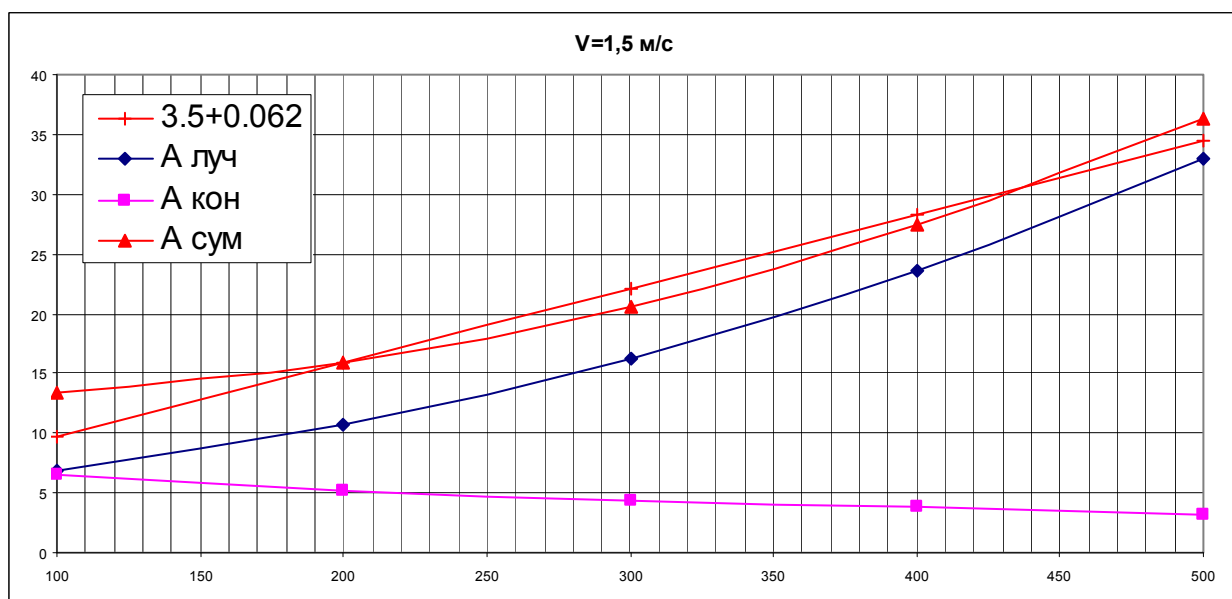


Рисунок 3.4 – Коефіцієнт тепловіддачі (3.34) та (3.36) при  $V=1.5$  м/сек.

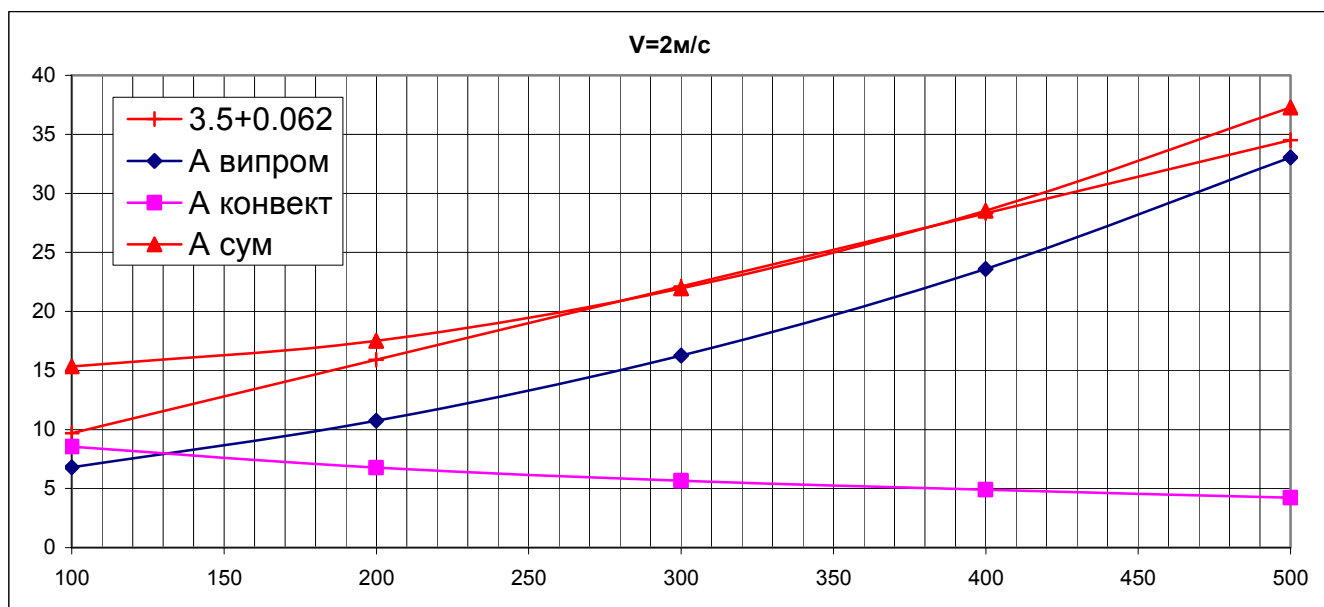


Рисунок 3.5 – Коефіцієнт тепловіддачі (3.34) та (3.36) при  $V=2.0$  м/сек.

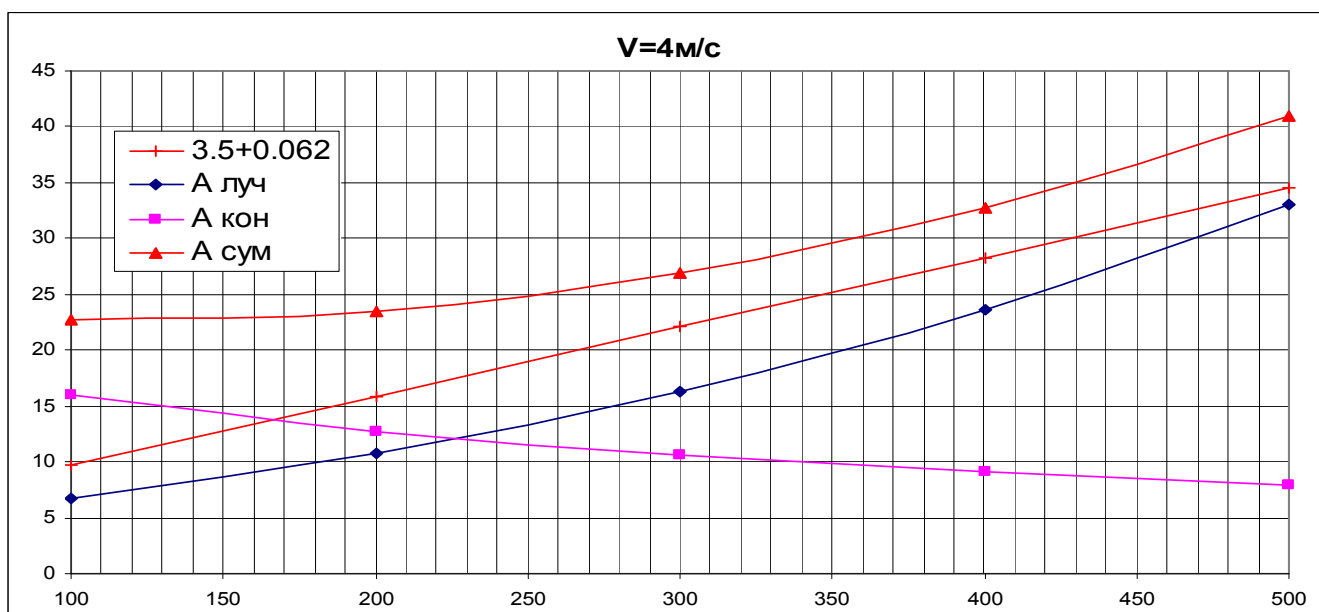


Рисунок 3.6 – Коефіцієнт тепловіддачі (3.34) та (3.36) при  $V=4.0$  м/сек.

## ДОДАТОК К

### ТЕПЛОВІ ПРОЦЕСИ ПРИ СПАЛЮВАННІ ПАЛИВА

#### К.1 Теплота згоряння палива

Горіння - процес швидкого високотемпературного окислення, що поєднує фізичні та хімічні явища. Горіння складається з великого числа елементарних окислювально-відновних процесів, що призводять до перерозподілу валентних електронів між атомами взаємодіючих речовин - ланцюгова реакція. У процесі ланцюгової реакції виникають вільні атоми, радикали та інші нестійкі проміжні сполуки, що володіють підвищеною хімічною активністю - активні центри. Реагуючи з вихідною речовиною, активні центри утворюють кінцеві продукти реакції і нові активні проміжні центри.

Початковий процес утворення активних центрів з вихідних речовин називається зародженням ланцюга. Цей процес завжди йде з поглинанням енергії, тобто є ендотермічним.

Розгалуження ланцюга відбувається в результаті реагування активного центру з вихідною речовиною, в результаті утворюється кілька активних центрів.

Під обривом ланцюга розуміють процес, при якому активний продукт зникає.

Якщо швидкість розгалуження більше швидкості обриву, то відбувається розвиток ланцюгової реакції. Якщо швидкість обриву більше, ніж швидкість розгалуження, то реакція не йде. Ланцюгова реакція з нерозгалуженими ланцюгами характеризується утворенням тільки одного нового активного центру - результат взаємодії існуючого активного центру з вихідною речовиною. Ланцюгова реакція з розгалужуються ланцюгами характеризується утворенням декількох активних центрів (замість витраченого), що призводить до значного прискорення реакції. До обриву ланцюга може призвести зіткнення активних центрів: між собою, з молекулами інертного речовини, зі стінкою топки, із стінкою теплообмінного пристрою.

Процес горіння газоподібного палива супроводжується швидким окисленням простих горючих газів і пірогенетичної розкладання складних газів.

Пірогенетичної розкладання протікає з виділенням сажистого вуглецю і з утворенням швидко окислюються низькомолекулярних сполук. Сажистий вуглець у факелі надає полум'ю забарвлення і примушує його сяяти. При попередньому змішуванні повітря з простими газами (CO, H<sub>2</sub>) пірогенетичні розкладання відсутні і суміш горить прозорим полум'ям. Присутність в суміші інертних газів N<sub>2</sub> і CO<sub>2</sub> підвищує температуру займання, а кисень - знижує; з підвищенням тиску температура займання знижується.

Температуру займання сумішей горючих газів орієнтовно можна розрахувати за формулою:

$$t_z \approx 0.01(at_a + bt_b + ct_c + \dots),$$

де: a, b, c - вміст горючих газів, %;

t<sub>a</sub>, t<sub>b</sub>, t<sub>c</sub> - температури займання газів, °C.

Швидкість займання залежить також від складу газів і зазвичай не перевищує 10 м/сек.

Вищою теплотою згоряння палива називають кількість тепла, що виділяється при повному згорянні палива і за умови конденсації утворюються в продуктах згорання водяної пари.

Нижчою теплотою згоряння палива називають кількість тепла, що виділяється при повному згорянні палива, за вирахуванням тепла пароутворення.

Хімічні склади твердих і рідких палив прийнято виражати у % за масою, склади газоподібних – у % за об'ємом.

Для аналітичних розрахунків теплоту згоряння природного газу визначають за формулою:

$$Q_H^P = 358.18 \cdot \text{CH}_4 + 637.48 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 912.3 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 1186.46 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 1460.77 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12}, \text{кДж/нм}^3 \quad (\text{K.1})$$

$$Q_H^P = 85.55 \cdot \text{CH}_4 + 152.26 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 217.9 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 283.38 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 348.9 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12}, \text{ккал/нм}^3 \quad (\text{K.2})$$

Теплоту згоряння штучних газів визначають за формулою:

$$Q_H^P = 126.44 \cdot \text{CO} + 107.6 \cdot \text{H}_2 + 358.18 \cdot \text{CH}_4 + 586.99 \cdot \text{C}_2\text{H}_4 + 231.11 \cdot \text{H}_2\text{S}, \text{ кДж/нм}^3 \quad (\text{K.3})$$

$$Q_H^P = 30.2 \cdot \text{CO} + 25.7 \cdot \text{H}_2 + 85.55 \cdot \text{CH}_4 + 140.2 \cdot \text{C}_2\text{H}_4 + 55.2 \cdot \text{H}_2\text{S}, \text{ ккал/нм}^3 \quad (\text{K.4})$$

Враховуючи, що теплота згоряння палива розраховується по його елементарному складу на основі теплових ефектів окисних реакцій, що протікають при горінні кожного елемента матимемо для можливої суміші штучного та природного газів (ккал/м<sup>3</sup>):

$$Q_H^P = 30.2 \cdot \text{CO} + 25.7 \cdot \text{H}_2 + 55.9 \cdot \text{H}_2\text{S} + 85.5 \cdot \text{CH}_4 + 132.5 \cdot \text{C}_2\text{H}_4 + \\ + 151.9 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 218 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 283 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + 348,9 \cdot \text{C}_5\text{H}_{12}, \quad (\text{K.5})$$

У розрахунках горіння палива використовують умовні одиниці об'єму газів, наведені до нормальних умов (0 °C і 101,325 КПа - 760 мм рт. ст.).

## К.2 Витрата повітря

Для оцінки якості палива і його придатності в умовах обертової печі розраховують процес горіння: визначають витрату повітря, кількість продуктів, що утворюються, горіння й температуру горіння. Якщо дане паливо не забезпечує необхідної температури горіння, то визначається необхідна температура підігріву повітря.

Навколишнє повітря містить кисень і азот у співвідношеннях: за обсягом  $\text{O}_2=21\%$  і  $\text{N}_2=79\%$ ; за масою  $\text{O}_2=23,2\%$ ,  $\text{N}_2=76,8\%$ . При температурі 300°K відносна вологість повітря приймається  $\phi = 60\%$ , абсолютна  $\alpha = 12 \text{ г/м}^3$ , або 1% обсягу вологого повітря. Витрата повітря для згоряння палива визначається за кількістю кисню, що вводиться разом з ним необхідного для горіння 1 м<sup>3</sup> палива, теоретично необхідну кількість повітря для спалювання природного та штучного газів та їх сумішей визначають за формулою (нм<sup>3</sup>/нм<sup>3</sup>):

$$V_0^B = 0.0475 \left[ 0.5 \cdot \text{CO} + 0.5 \cdot \text{H}_2 + 2 \cdot \text{CH}_4 + 1.5 \cdot \text{H}_2\text{S} + \sum (n + m/4) \text{C}_n\text{H}_m - \text{O}_2 \right], \quad (\text{K.6})$$

Необхідної повноти горіння при спалюванні палива з теоретично необхідною кількістю повітря, можна досягти тільки в тому випадку, якщо паливо повністю

змішається з повітрям, що йде для горіння, і являє собою готову гарячу (стехіометричну) суміш у газоподібному вигляді. Цього досягають, наприклад, при спалюванні газоподібного палива за допомогою пальників з попередньою їх газифікацією.

Дійсна кількість повітря для спалювання палива завжди більша, ніж теоретично необхідна, оскільки в практичних умовах для повноти спалювання майже завжди потрібно певний надлишок повітря.

Надлишок повітря скорочує або ліквідує хімічний і механічний недопал палива. Якщо зневажити малим змістом азоту в паливі, коефіцієнт надлишку повітря може бути визначений з аналізу продуктів згорання, що містять азот  $N_2$  і кисень  $O_2$ .

$$\alpha = \frac{1}{1 - (79/21)(O_2/N_2)}$$

Спалювання палива при великому надлишку повітря приводить до збільшення його витрат. При недостатній кількості кисню утворюється нітрат заліза, розкладаються клінкерний мінерал, що негативно впливає на процес утворення клінкеру і його якість. Дійсна кількість повітря визначають за формулою:

$$V_0^\alpha = \alpha \cdot V_0^B$$

де  $\alpha$  - коефіцієнт надлишку повітря, що показує відношення дійсної кількості повітря, введеного для горіння, до теоретично необхідного  $\alpha = V_a/V_o$ .

При факельному способі спалювання, коли паливо з повітрям переміщується в процесі горіння, коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 1,05-1,25$ .

Атмосферне повітря містить деяку кількість вологи, тому об'єм вологого атмосферного повітря, необхідного для горіння, буде більше, ніж розрахований за вищенаведеними формулами. Вміст вологи можливо визначити за I-d діаграмі, знаючи відносну вологість повітря (%) і температуру. Якщо прийняти, наприклад, 10 г/кг сух. пов., то теоретичні витрати повітря з природною вологістю буде складати:

$$V_0 = 1.0161 \cdot \alpha \cdot V_0^B. \quad (K.7)$$

Слід також відмітити що для згоряння палива в пальнику використовується первинне та вторинне повітря. Первинне повітря це повітря, що подається в камеру спільно з паливом на початковій стадії первинного сумішоутворення, і необхідне для початкової стадії розпалу.

Витрати и швидкість первинного повітря впливає на умови змішування палива з повітрям, швидкість и температуру горіння. При збільшені кількості первинного, з одної сторони, покращується змішування повітря і палива, і внаслідок цього підвищується його температура; з іншої сторони, знижується теоретична температура горіння за рахунок чого, в порівнянні з температурою вторинного повітря, знижується температура факела і зменшується загальна кількість теплоти введеної в піч.

Вторинне повітря це повітря, яке умисно вводиться в топковий камеру для допалювання тієї частини палива, яка згорає в топковому просторі смолоскиповим способом. Воно подається із клінкерних холодильників, основним його показником є температура. З її підвищення збільшується кількість теплоти яка вводиться в піч і наслідком є зниження питомої витрати палива. Крім того, з підвищенням температури повітря підвищується температура горіння палива, інтенсифікується теплообмін, прискорюється спалахування палива і факел наближається до пальника.

Експериментальні роботи і розрахунки показують [256], що при температурі вторинного повітря  $t_{в.в}$  нижче  $500^{\circ}\text{C}$  збільшення частки первинного повітря  $V_{п.в}$  підвищує температуру факела. При  $t_{в.п} = 500^{\circ}\text{C}$  максимальна температура горіння досягається при частці первинного повітря близько 20% загальної кількості повітря, необхідного для горіння палива. При  $t_{в.п} > 500^{\circ}\text{C}$  збільшення кількості первинного повітря завжди призводить до зниження температури полум'я.

Враховуючи, що для забезпечення максимальної температури горіння палива, для газоподібного палива, пропонуються рекомендації наведені в табл.К.1 за даними [256].



## Характеристики використання первинного та вторинного повітря

$T_{\text{вп}}$	$V_{\text{вп}}$	$V_{\text{пп}}$
вторинного повітря	вторинного повітря	первинного повітря
$< 480^{\circ}\text{C}$	65%	35%
$= 480 \dots 550^{\circ}\text{C}$	65%.... 90%	10%.... 35%
$> 550^{\circ}\text{C}$	90%	10%

Необхідно також враховувати, що зі збільшенням кількості первинного повітря для пиловугільного палива факел і зона максимальних температур віддаляється від пальника. При газоподібному паливі це явище спостерігається тільки при дуже великій кількості первинного повітря. Збільшення частки холодного первинного повітря і зменшення гарячого вторинного повітря скорочує загальну кількість введеної в піч теплоти і відповідно збільшує питому витрату палива.

Для забезпечення стабільного теплового та технологічного режимів обертів печей в процесі експлуатації встановлена оптимальна частка первинного повітря повинна підтримуватися постійною.

**К.3 Визначення кількості та складу продуктів згоряння палива**

Теоретичний вихід продуктів повного згоряння палива при теоретичній витраті повітря являє собою суму триатомних газів  $V_{RO_2}^{\Gamma} = V_{CO_2}^{\Gamma} + V_{SO_2}^{\Gamma}$ , азоту  $V_{N_2}^{\Gamma}$  й водяного пару  $V_{H_2O}^{\Gamma}$ . Якщо горіння відбувається з надмірною кількістю повітря, то в димових газах буде також присутній кисень  $O_2$ . Вихід кожного із цих компонентів, для газоподібного палива становлять (в  $\text{нм}^3/\text{нм}^3$  палива) [254] :

- кількість двоокису вуглецю

$$V_{CO_2}^{\Gamma} = 0.01(CO_2 + CO + H_2 + CH_4 + 2 \cdot C_2H_4 + 3 \cdot C_3H_8 + 4 \cdot C_4H_{10} + 5 \cdot C_5H_{12}); \quad (\text{К.8})$$

- кількість сірчистого ангідриду

$$V_{SO_2}^{\Gamma} = 0.01 \cdot H_2S; \quad (\text{К.9})$$

- кількість водяної пари

$$V_{H_2O}^{\Gamma} = 0.01(H_2 + 2 \cdot CH_4 + 2 \cdot C_2H_4 + H_2S + H_2O) + 1.61 \cdot V_o \cdot x + 1.25 \cdot d. \quad (K.10)$$

де  $x$  - вологовміст повітря, тобто кількість водяної пари в кг, що припадає на 1 кг сухого повітря;  $d$  - вміст водяної пари в газоподібному паливі,  $\text{кг/м}^3$  сухого газу.

- кількість азоту, що переходить з газу і внесеного з повітрям

$$V_{N_2}^{\Gamma} = 0.79 \cdot V_o + 0.01 \cdot N_2; . \quad (K.11)$$

- кількість вільного кисню, внесеного надлишковим повітрям

$$V_{O_2}^{\Gamma} = 0.21(\alpha - 1) \cdot V_o. \quad (K.12)$$

Загальний об'єм топкових газів при спалюванні палива з надлишком повітрям дорівнює сумі обсягів сполук, які утворюються при згорянні палива (при теоретичному витраті повітря), плюс надмірна кількість повітря, яке складає  $(\alpha - 1)V_o$ . Таким чином, об'єм топкових газів на 1 кг або 1 м<sup>3</sup> палива складе:

$$V_{TG}^{\Gamma} = V_{CO_2}^{\Gamma} + V_{SO_2}^{\Gamma} + V_{N_2}^{\Gamma} + V_{H_2O}^{\Gamma} + (\alpha - 1)V_o. \quad (K.13)$$

Паливо може спалюватися в печах у вигляді сумішей двох газів, двох або трьох видів твердих палив, газу спільно з рідким паливом та інших комбінацій [251].

Спалювання змішаних палив проводиться з метою отримання необхідної теплоти згорання, необхідних властивостей палива, що спалюється по зольності, вмісту летких, світності факела та зміни інших факторів, наприклад для спалення суміші звичайного природного та сланцевого газу. Виходячи з цього розраховується склад суміші.

Середній елементарний склад двох газоподібних палив розраховується за такою формулою:

$$C_{CM}^P = aC_1^P + (1 - \alpha)C_2^P\%, \quad (K.14)$$

де  $a = \frac{B_1}{B_1 + B_2}$  доля палива  $B_1$  в суміші;

$B_1$  і  $B_2$  - кількість одного та іншого палива в суміші, кг (%).

Для визначення кількості  $B_1$  і  $B_2$  виходять з розрахунку необхідної теплоти згорання змішаного палива, або необхідного складу за вмістом у змішаному паливі золи, летючих та інших характеристик.

Кількість повітря, необхідного для горіння, і вихід продуктів горіння при цьому визначаються за середнім елементарним складом суміші як для одного газоподібного палива. Температура горіння визначається також по загальній теплоті згоряння суміші.

Витрата повітря, об'єм продуктів горіння та їх тепловміст можна визначити спочатку окремо для кожного виду палива, а потім по співвідношенню кількостей для суміші.

#### К.4 Температура горіння палива

При розрахунках процесу горіння палива визначають теоретичну температуру, що враховує тепловиділення без втрат і дійсну температуру газів, усереднену за масою і наближену до практичних умов [251].

Температура горіння палива (точніше, продуктів згоряння) характеризує нагрітість топкових газів у момент завершення процесу горіння [257]. Продукти згоряння складаються із суміші газів і мінерального залишку палива. Питома кількість теплоти газової суміші  $U$ , що складається з  $n$  компонентів з температурою  $T$  и питомою теплоємністю кожного поточного компонента  $c_i$ , дорівнює сумарній кількості теплоти всіх газів, що входять до складу суміші:

$$U = \sum_{i=1}^n \left( \int_0^T c_i dT_0 \right)$$

У теплотехнічних розрахунках питома кількість теплоти продуктів згоряння газоподібного палива, кдж/м<sup>3</sup>;

$$I_n^T = (V_{CO_2}^T c_{CO_2} + V_{N_2}^T c_{N_2} + V_{N_2O}^T c_{N_2O} + V_{O_2}^T c_{O_2}) \Delta T, \quad (K.15)$$

де  $\Delta T = t = (T - 273)$ ,  $t$ - температура газів, °С.

Температура продуктів згоряння палива звичайно становить 1200...2400°С. Причому при температурі згоряння менше 1600°С визначення температури виконують без урахування дисоціації CO<sub>2</sub> і H<sub>2</sub>O так як дисоціація має малі значення.

Питома теплоємність триатомних газів, водяного пару й кисню стосовно питомої теплоємності основного компонента азоту при зміні температури в

зазначених межах залишається практично постійною (не більше  $\pm 2\%$ ), при цьому в середньому становлять:  $c_{CO_2}/c_2=1,63$ ;  $c_{H_2O}/c_2=1,3$  й  $c_{O_2}/c_2=1,06$ .

Тоді рівняння (К.15) може бути перетворене до виду

$$I_n^T = c_{N_2} t (1.63 V_{CO_2}^T + V_{N_2}^T + 1.3 V_{H_2O}^T + 1.06 V_{O_2}^T), \quad (K.16)$$

Теплота, отримана при згорянні палива, переходить у теплоту продуктів згорання відповідно до закону збереження енергії. Цей перехід може бути описаний рівнянням теплового балансу. При повному згорянні палива з коефіцієнтом надлишку повітря  $\alpha$  без втрати теплоти й при відсутності переносу його з вогнища горіння (наприклад, випромінюванням) тепловий баланс при згорянні 1 м<sup>3</sup> газоподібного палива описується рівнянням, *кДж*:

$$I = Q_H^P + I_T + I_B - I_{дис}, \quad (K.17)$$

де  $I = c'_0 t$  – загальний тепловміст (ентальпія) продуктів згорання;

$Q_H^P$  – теплота згорання палива (хімічна);  $I_T$  – теплота нагріву палива;

$I_B$  – теплота нагрівання повітря;  $I_{дис}$  – теплота дисоціації.

Температуру продуктів згорання палива можна визначити через питому кількість азоту  $i_{N_2} = c_{N_2} t$ . Розрахункову формулу отримаємо при спільному рішенні рівнянь (К.16) і (К.17) :

$$i_{N_2} = \frac{Q_H^P + I_B + I_T}{1.63 V_{CO_2}^T + V_{N_2}^T + 1.3 V_{H_2O}^T + 1.06 V_{O_2}^T} \quad (K.18)$$

При мінімальній витраті повітря  $\alpha = 1$ ;  $V_{N_2}^T = 0$ .

Значення ( $i_{N_2}$  і  $c_{N_2}$  наведені в табл. К.2.). Тому для визначення  $t$  потрібно користуватися формулою інтерполяції

$$t = t' + \left( \frac{i_{N_2} - i'_{N_2}}{i''_{N_2} - i'_{N_2}} \right) 100,$$

де  $i'_{N_2}$  й  $i''_{N_2}$  – табличні значення питомої кількості теплоти азоту, між якими знаходиться  $i_{N_2}$ , визначене по формулі (К.18);  $t'$  – температура, що відповідає питомій кількості теплоти  $i'_{N_2}$

Таблиця К.2 –

Залежність теплоємності від температури

Теплоємність	Температура, С						
	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400
$c_{N_2}$	1,414	1,435	1,453	1,469	1,483	1,495	1,506
$i_{N_2}$	1700	2010	2315	2640	2966	3290	3610

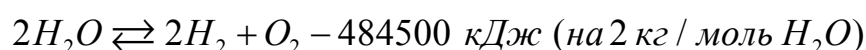
Температуру продуктів згоряння палива  $t$  називають калориметричною, оскільки вона відповідає термостатичним умовам. При підрахунку теоретичної температури продуктів згоряння палива, на відміну від калориметричної, потрібно враховувати ендотермічний ефект дисоціації триатомних газів ( $CO_2$  і  $H_2O$ ), що має місце при температурах вище  $1600^\circ C$ .

Для визначення теоретичної температури кількість теплоти азоту повинне бути перелічене з використанням виправлення на  $I_g$  :

$$i_{N_2}^0 = i_{N_2} \left( 1 - \frac{I_0}{I} \right)$$

За значенням  $i_{N_2}^0$  визначають температуру  $t_0$ .

При розрахунку температури горіння з урахуванням дисоціації враховують реакції рівноваги, які показують, що в складі продуктів горіння при наявності кисню будуть присутні незгорілі  $CO$  і  $H_2$  за рахунок дисоціації продуктів згорання ( $CO_2$  і  $H_2O$ ). Дисоціація триатомних газів, що знаходяться у продуктах згоряння, протікає з поглинанням теплоти по реакціях:



Відповідно до закону Авогадро при тиску 0,1 МПа й температурі 0°C на кг/моль кожного із зазначених газів займають той самий об'єм  $22,4 \cdot 2 = 44,8 \text{ м}^3$ . Отже, при повній дисоціації  $\text{CO}_2$  поглинається теплота  $i_{\text{CO}_2} = 571000/48,8 = 12600 \text{ кДж/м}^3$ , а при повній дисоціації  $\text{H}_2\text{O}$   $i_{\text{H}_2\text{O}} = 484500/44,8 = 10800 \text{ кДж/м}^3$ .

Константи рівноваги цих реакцій визначають відносини парціальних тисків вихідних кількостей  $\text{O}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  і продуктів дисоціації  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  і  $\text{O}_2$ :

$$K_{\text{CO}_2} = (P_{\text{CO}_2}^2 / P_{\text{CO}}^2) P_{\text{O}_2}$$

$$K_{\text{H}_2\text{O}} = (P_{\text{H}_2\text{O}}^2 / P_{\text{H}_2}^2) P_{\text{O}_2}$$

В якості міри дисоціації приймають відношення кількості речовини, що розпалося, до кількості вихідного. Його називають ступенем дисоціації, що залежить від константи рівноваги

$$K = \frac{(1-a)^2 (1+0.5a+M_K+M_\Gamma)}{a^2 (0.5a+M) P_\Gamma} \quad (\text{K.19})$$

де  $a$  - ступінь дисоціації  $\text{O}_2$  і  $\text{H}_2\text{O}$ ;  $M_K$ ,  $M_\Gamma$  - відповідно число молів надлишкового кисню на 1 моль дисоціюючого газу й число молів газу, не приймаючої участі в реакції;  $P_\Gamma$  - загальний тиск газової суміші.

Константи рівноваги реакції дисоціації як функції термодинамічної температури  $T_b$  К. можна визначити по емпіричних формулах Саккура:

$$\lg K_{\text{CO}_2} = (29250/T_{\text{CO}_2}) - 2.5 \lg T_{\text{CO}_2} - 1.24 \quad (\text{K.20})$$

$$\lg K_{\text{H}_2\text{O}} = (29250/T_{\text{H}_2\text{O}}) - 2.5 \lg T_{\text{H}_2\text{O}} + 2.68 \quad (\text{K.21})$$

Вирішуючи спільно рівняння (K.19) – (K.21), можна визначити ступень дисоціації  $a_{\text{CO}_2}$  й  $a_{\text{H}_2\text{O}}$  залежно від знайденої температури  $t$ .

Сумарна теплота дисоціації триатомних газів

$$I_D = i_{\text{CO}_2}^D V_{\text{CO}_2}^T a_{\text{CO}_2} + i_{\text{H}_2\text{O}}^D V_{\text{H}_2\text{O}}^T a_{\text{H}_2\text{O}} = 12600 V_{\text{CO}_2}^T a_{\text{CO}_2} + 10800 V_{\text{H}_2\text{O}}^T a_{\text{H}_2\text{O}} \quad (\text{K.22})$$

У реальних умовах на горіння палива затрачається певний час, протягом якого основна частина теплоти, що виділилася, переходить у теплоту продуктів згорання. Частина теплоти що залишилася, переноситься з вогнища горіння випромінювання  $I_U$ , а також затрачається на дисоціацію триатомних газів  $I_D$ .

При підрахунку робочої температури продуктів згоряння  $t_p$  повинні враховуватися обидва параметри ( $I_U + I_D$ ). Для цього питома кількість теплоти азоту потрібно перераховувати із внесенням виправлення на ( $I_U + I_D$ ):

$$i_{N_2}^P = i_{N_2} \left( 1 - \frac{I_U - I_D}{I_0} \right) \quad (K.23)$$

За значенням  $i_{N_2}^P$  визначають температуру  $t_p$ .

Фактична температура продуктів горіння буде нижче теоретичної через віддачу тепла в навколишній простір у зоні горіння. Вона визначається в залежності від пірометричного коефіцієнта  $\eta_n$  і становить:

$$t_\phi = \eta_n t_P \quad (K.24)$$

де  $\eta_n$  - пірометричний коефіцієнт.

Необхідно відзначити, що значення коефіцієнта  $\eta_n$  залежать від виду палива, що спалюється, способу спалювання, конструкцій печей і пристроїв для спалювання, він визначається експериментально і зазвичай для обертових печей становить 0,7...0,75

**ДОДАТОК Л**  
**РЕЗУЛЬТАТИ ВПРОВАДЖЕННЯ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ**



ЗАТВЕРДЖУЮ:



Головний інженер  
БАТ «Сумський завод  
«Насосенергомаш»  
*[Signature]* В.Ф. Шастун  
» 2007р.

### АКТ

впровадження у виробництво результатів дисертаційної роботи  
Щербини Валерія Юрійовича

Комісія у складі:

- |   |               |
|---|---------------|
| - головного інженера БАТ «Сумський завод<br>«Насосенергомаш» (голова)           | Шастуна В.Ф.  |
| -керівника планово-економічного відділу БАТ «Сумський<br>завод «Насосенергомаш» | Яковлева А.Є. |
| -заступника головного конструктора БАТ «Сумський завод<br>«Насосенергомаш»      | Белашова П.М. |
| - заступника головного технолога БАТ «Сумський завод<br>«Насосенергомаш»        | Недокуса І.Я. |
| -головного зварювальника БАТ «Сумський завод<br>«Насосенергомаш»                | Волохова В.Ю. |

склала цей акт про те, що результати дисертаційної роботи «Розвиток теорії та удосконалення технологічних процесів при виробництві будівельних матеріалів у високотемпературних агрегатах» представленої на здобуття вченого ступеня доктора технічних наук, були використані при розробці конструкції гідроциклонів для нафтових магістральних насосів типу НМ на подачу від 1250 м<sup>3</sup>/ч до 12500 м<sup>3</sup>/ч і напір від 210 м до 260 м.

Проведені лабораторні дослідження підтвердили гарантовану надійність, розроблених з урахуванням висновків дисертаційної роботи, гідроциклонів та адекватність розроблених автором математичних моделей. Конструкція гідроциклонів дозволяє практично цілком очистити робоче середовище, що подається на торцеві ущільнення, від часток розміром 15 мкм і більш. При цьому ресурс роботи торцевих ущільнень з 6300 годин може бути збільшений до 16500 годин, тобто в 2,6 рази. Досягнення таких показників дозволяє значно знизити експлуатаційні витрати та утрати від простою магістральних насосів під час проведення ремонту кінцевих ущільнень.

Результати дисертаційної роботи були використані при розробці і впровадженні у виробництво методики розрахунків, креслень, технічних вимог, технології виготовлення та виготовленні гідроциклонів.

Очікуваний економічний ефект від впровадження цих розробок становить 1,5 млн.грн.

*[Signature]* А.Є.Яковлев  
*[Signature]* П.М.Белашов  
*[Signature]* І.Я.Недокус  
*[Signature]* В.Ю.Волохов

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший заступник директора  
Державного підприємства «Науково-  
дослідний інститут будівельного  
виробництва», канд.техн.наук



П.С.Григоровський  
» листопада 2016 р.

АКТ

впровадження результатів докторської дисертаційної роботи  
Щербини Валерія Юрійовича, виконаної в рамках держбюджетної  
тематики (№ 2617, № 2226ф)

Цим актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи Щербини Валерія Юрійовича на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, були використані Державним підприємством «Науково-дослідний інститут будівельного виробництва» для виконання розрахунків конструкцій складних об'єктів та окремих конструктивних елементів.

У дисертаційній роботі Щербини В.Ю. розроблено нові методи, алгоритми та програмні продукти, які мають наукову новизну і практичне застосування при розробці нових і реконструкції діючих об'єктів будівництва. Розроблені математичні моделі та програмні модулі використано в розрахунково-проектних роботах для:

1. Визначення структури та ефективності конструктивних елементів, що використовуються при тепловій ізоляції будівель.
2. Оцінки напружено-деформованого стану складних комбінованих конструкцій з метою визначення можливостей руйнування цегляної арочної кладки при довгостроковому циклічному температурному впливі.

Очікуваний економічний ефект від впровадження складає 210 тис. грн. на рік за рахунок зниження трудовитрат на проектні роботи, скорочення термінів проектування і поліпшення техніко-економічних показників об'єктів будівництва.

Цей акт не є підставою для пред'явлення фінансових вимог.

Заступник директора з наукової роботи,  
канд.техн.наук

Ю.М.Червяков

Завідувач лабораторії висотного і  
експериментального будівництва,  
канд.техн.наук

В.П.Максименко



ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО  
“УКРАИНСКИЙ ГРАФИТ”

Система менеджмента предприятия  
сертифицирована на соответствие  
ISO 9001, ISO 14001 и OHSAS 18001



1933

www.ukrgrafit.com.ua  
graphite@ukrgrafit.com.ua

Тел.: +38 (061) 289-51-10  
ул. Северное шоссе, 20, г. Запорожье, Украина, 69600

ПУБЛІЧНЕ АКЦІОНЕРНЕ ТОВАРИСТВО  
“УКРАЇНСЬКИЙ ГРАФІТ”

Система менеджменту підприємства  
сертифікована на відповідність  
ISO 9001, ISO 14001 та OHSAS 18001

Тел.: +38 (061) 289-51-10  
вул. Північне шосе, 20, м. Запоріжжя, Україна, 69600

08.11 2016 № 21/5736

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Генеральний директор  
ПАТ «Укрграфіт»



Кутузов С. В.  
2016 р.

АКТ

про впровадження результатів докторської дисертаційної роботи Щербини В. Ю.

Цим актом підтверджується впровадження на ПАТ «Укрграфіт» результатів отриманих Щербиною Валерієм Юрійовичем у дисертаційній роботі на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук.

При виконанні НДДКР, які проводились на ПАТ «Укрграфіт» на тему: «Повышение энергетической эффективности прокалочной печи №5» – договір 804/44267/04 від 06.03.2014 р., використовувались результати дисертаційної роботи Щербини В. Ю., особливості яких полягають в наступному:

1. Розроблені нові методи, алгоритми та програмні продукти, які мають наукову новизну і практичне застосування для автоматизованої побудови матеріальних і теплових балансів технологічних систем та проведення числових експериментів з метою дослідження процесів термообробки матеріалу в обертових печах барабанного типу.

2. Дозволяють обґрунтовано виконувати розрахунки по вдосконаленню технології прожарювання і створення систем управління процесом.

3. Розроблено чисельну модель тепломеханічного стану печі прожарювання, що дає можливість, з допомогою чисельного моделювання, отримати розподіл температур та визначати напружено-деформований стан в корпусі та футерівці в процесі їх проектування і модернізації, а також при визначенні раціональних технологічних параметрів експлуатації.

4. Розроблена програма для розрахунку втрат теплоти газового потоку в газоході для визначення можливостей його ефективної роботи та можливого притоку повітря.

Запропоновані технічні рішення спрямовані на збільшення енергетичної ефективності пічного агрегату шляхом рекуперації теплоти від вихідного матеріалу та поверхні кожуха печі за рахунок раціонального використання вторинного повітря. При цьому температура повітря, на виході з барабану-охолоджувача, складає 232 °С, при витраті повітря 1824 м³/год., а температура повітря нагрітого від поверхні кожуха, на вході в піч, становить 150 °С з витратами 8500 м³/год. Таким чином загальна рекуперація теплоти дозволяє зменшити витрати палива на 18-23 %. Очікуваний економічний ефект від впровадження цих розробок становить по економії палива 1,2 млн. грн. на рік. Цей акт не є підставою для пред'явлення фінансових вимог.

Начальник управління з технології та розвитку

Деркач В. В.



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Перший проректор  
Національного технічного  
університету України  
«Київський політехнічний  
Інститут імені Ігоря Сікорського»  
акад. НАН України

\_\_\_\_\_ Ю.І. Якименко

« \_\_\_\_\_ »



### АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи Щербини В.Ю. в  
навчальний процес кафедри ХПСМ ІХФ НТУУ "КПІ"

Цим актом засвідчується, що дисертація доцента кафедри ХПСМ Щербини В.Ю. «Розвиток теорії та удосконалення технологічних процесів при виробництві будівельних матеріалів у високотемпературних агрегатах», що представлена на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук, відповідає напряму начального процесу та наукових досліджень кафедри.

Матеріали дисертаційної роботи Щербини В.Ю. включені в програми навчальних курсів «Механічне обладнання підприємств будівельних матеріалів», «Система автоматизованого проектування технологічного обладнання», «Методологія проектування», «Конструкторське проектування обладнання», «Інжиніринг технологічного обладнання», «Обладнання хімічних, полімерних і силікатних виробництв» для студентів кафедри «Хімічного, полімерного та силікатного машинобудування» НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського, для напряму підготовки 6.050503 – «Машинобудування» за спеціальностями 7.05050315, 8.05050315 «Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів». Також результати дисертаційної роботи Щербини В.Ю. використовуються при вивченні курсів, виконанні лабораторних і практичних робіт, підготовці бакалаврських та магістерських атестаційних робіт, дипломних проектів та дисертацій, у сфері процесів та обладнання хімічної технології.

Впровадження результатів дисертації у навчальний процес забезпечуються теоретичними курсами, комп'ютерними практикумами, математичними моделями, методиками, алгоритмами та програмним для проведення числових розрахунків обладнання хімічних виробництв, зокрема, теплообмінників, печей, класифікаторів тощо, які представлені в 11 монографіях,

підручниках та навчальних посібниках. Крім того випущено понад 40 методичних вказівок для виконання лабораторних та практичних робіт по відповідним курсам.

По результатам дисертації у співавторстві зі студентами опубліковано 16 статей в наукових фахових виданнях, 12 патентів на корисну модель та понад 20 тез та доповідей на міжнародних та Всеукраїнських науково-практичних конференціях.

Впровадження матеріалів дисертації в учбовий процес дозволяє більш детально розкрити фізичну сутність процесів, які відбуваються в устаткуванні хімічних виробництв та обладнанні підприємств будівельних матеріалів, дозволяє студентам більш ґрунтовно вивчати їх фізичну сутність та отримати, поглибити і систематизувати знання з числового моделювання фізичних полів складного технологічного обладнання.

Декан інженерно-хімічного факультету,  
д.т.н., професор  
В.о. зав. кафедри,  
к.т.н., професор  
Вчений секретар кафедри ХПСМ,  
к.т.н., доцент



Є. М. Панов

В.І.Сівецький

Т.Б.Шилович